

Научная статья
УДК 629.5
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-2-74-81>
EDN FWXYLQ

Теоретическое исследование стабилизатора вибрации с обратной связью по интегралу смещения для энергетического оборудования

**Станислав Викторович Викулов¹, Анна Николаевна Спиридонова²,
Юрий Иванович Матвеев³, Михаил Юрьевич Храмов⁴**

^{1, 2}*Сибирский государственный университет водного транспорта,
Новосибирск, Россия*

^{3, 4}*Волжский государственный университет водного транспорта,
Нижний Новгород, Россия, m.u.hramov@yandex.ru*

Аннотация. Снижение вибрации корпуса судна, вызываемой энергетическим оборудованием, как правило, решается путем эффективности виброизолирующего крепления. Вибрационные воздействия на механизмы, средства автоматики непосредственно снижают их показатели надежности, при этом отрицательно влияют на здоровье пассажиров и членов экипажа судов. Несмотря на использование современных виброизолирующих материалов и компенсаторов, задачи по устранению переменных сил, передаваемых от источника вибрации, решены не в полном объеме. Для повышения действующих требований к вибрационной безопасности на водном транспорте необходимы научно обоснованные технические решения, совершенствование конструкций виброизоляционных опор при монтаже судовых энергетических установок. Задачи по снижению вибрации необходимо решать как при проектировании судов, так и при их строительстве, ремонте и модернизации. Проводимые исследования колебаний под действием гармонической силы, ступенчатой нагрузки и плавно нарастающей нагрузки выявили высокую эффективность опоры во всех случаях приложения нагрузки при различных имитационных режимах. При стабилизации положения опоры управлялась интегралом от смещения. Результаты проведенных исследований на испытуемой модели по виброзащите судового энергетического оборудования подтвердили эффективность применения стабилизатора. Проведено теоретическое исследование стабилизатора с обратной связью по интегралу смещения в программном пакете MathCAD. В основу численного эксперимента положено уравнение Ньютона. Определены параметры стабилизатора, на основе которых можно проектировать исполнительный механизм, это может быть электромотор, направление вращения которого зависит от направления смещения защищаемого объекта. Мотор вращает винтовую пару, которая сжимает пружину. Пружина действует на муфту, момент меняется и поддерживает источник вибрации. В результате моделирования сделан вывод о необходимости стабилизации положения агрегата для всех режимов приложения нагрузки.

Ключевые слова: энергетическая установка, вибрация, источник вибрации, обратная связь, стабилизатор, численный эксперимент, интеграл смещения

Для цитирования: Викулов С. В., Спиридонова А. Н., Матвеев Ю. И., Храмов М. Ю. Теоретическое исследование стабилизатора вибрации с обратной связью по интегралу смещения для энергетического оборудования // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2023. № 2. С. 74–81. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-2-74-81>. EDN FWXYLQ.

Original article

Theoretical study of vibration stabilizer with feedback on displacement integral for power equipment

Stanislav V. Vikulov¹, Anna N. Spiridonova², Yuri I. Matveev³, Michail Yu. Khramov⁴

^{1, 2}*Siberian State University of Water Transport,
Novosibirsk, Russia,*

^{3, 4}*Volga State University of Water Transport,
Nizhny Novgorod, Russia, m.u.hramov@yandex.ru*

Abstract. Reducing the vessel hull vibration caused by the power equipment is usually obtained by the effective vibration-isolating fastening. Vibration impact on the mechanisms and automation tools greatly reduces their reliability, affects the health of passengers and crew members. Despite the modern vibration-insulating materials and compensators, the problems of eliminating the variable forces transmitted from the vibration source have not been fully solved. Increasing the operational requirements for the vibration safety of water transport requires the scientifically based and technical solutions, improving the designs of vibration isolation supports for mounting the marine power plants. Vibration reduction problems must be solved both at the design stage and at the stage of construction, repair and modernization. The conducted studies of vibrations under the influence of the harmonic force, step load and gradually increasing load have shown high efficiency of the support in all cases of load application under different simulation modes. At stabilization of the position the support was controlled by the integral of the displacement. The results of the studies conducted on the test model for the vibration protection of marine power equipment showed the effectiveness of the stabilizer. There is presented a theoretical study of a stabilizer with feedback on the displacement integral in the MathCAD software package. The numerical experiment is based on the Newton equation. The parameters of the stabilizer are determined, on the basis of which it is possible to design the actuator. It can be an electric motor, the direction of rotation of which depends on the direction of displacement of the protected object. The motor rotates a screw pair that compresses the spring. The spring acts on the clutch, the torque changes and maintains the vibration source. The simulation results helped to infer that it is necessary to stabilize the position of the unit for all load application modes.

Keywords: power plant, vibration, vibration source, feedback, stabilizer, numerical experiment, displacement integral

For citation: Vikulov S. V., Spiridonova A. N., Matveev Yu. I., Khranov M. Yu. Theoretical study of vibration stabilizer with feedback on displacement integral for power equipment. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies. 2023;2:74-81.* (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-2-74-81>. EDN FWXYLQ.

Введение

Эффективность виброизоляции судового корпуса от вибрации механизмов и машин определяется возможностью снижения переменных сил, передаваемых от источника вибрации на судовой фундамент. Случай идеальной виброизоляции предполагает абсолютное постоянство силы, и этот метод получил название нулевая жесткость [1]. В течение последних семидесяти лет ученые, в частности И. И. Ключкин, П. М. Алабужев, А. К. Зуев, проводили исследования по снижению передаваемых сил, но полного успеха не удалось достигнуть по двум причинам. Во-первых, нулевая жесткость предполагает перестройку виброизолятора на иную нагрузку при смене режима работы источника вибрации, поскольку источник вибрации находится в неопределенном положении относительно основания. При этом эффективны только системы с подводом энергии, которые по ряду причин, например в связи с потерей устойчивости, не применяются в судостроении. Таким образом, возникает проблема перестройки виброизолятора. Во-вторых, упругий элемент в опоре передает вибрации, высокочастотный шум и создает резонансные режимы. Перечисленные проблемы в настоящее время не решены, поэтому задача снижения вибрации и создание судовой опоры с постоянным усилием является актуальной.

Материалы исследования

Для стабилизации положения энергетической установки используем силу, действующую против смещения и пропорциональную интегралу отклонения [1]. Для двигателей внутреннего сгорания

и дизель-генераторов направление измерений вибрации обозначается по направлению осей: X – осевое (совпадающее с направлением коленчатого вала), Y – горизонтально-поперечное, Z – вертикальное. Точки измерения вибрации указаны на рис. 1 [2]. Сигнал по отклонению недопустим, поскольку равнозначен действию упругого элемента. Предварительными исследованиями установлено, что сигнал по интегралу отклонения не влияет на качество виброизоляции и его можно использовать для стабилизации [3–5]. Проинтегрируем уравнение динамики трижды, сменим знак и, помножив на выравнивающий коэффициент, получим сигнал для следящего привода. Ожидаемый результат – источник равномерно смещается в сторону полученного импульса, когда стабилизатор отключен, и останавливается, когда стабилизатор включен.

Источник вибрации управляется интегралом положения, из-за чего возникает статическая ошибка относительно нейтрального положения. Смещения в переходных процессах могут отрицательно сказываться на долговечности системы выпускного коллектора, труб охлаждающей воды и т. п. [6]. Одним из наиболее опасных из них является появление и развитие в теле вала усталостных трещин, растущих с увеличением наработки гребного вала и приводящих к его окончательной поломке. Выход из строя водопровода приводит к финансовым потерям, во много раз превышающим стоимость разрушенного вала [7]. Судовые электростанции имеют неравномерную частоту вращения из-за скачков нагрузки, например при швартовке и погрузочных операциях.

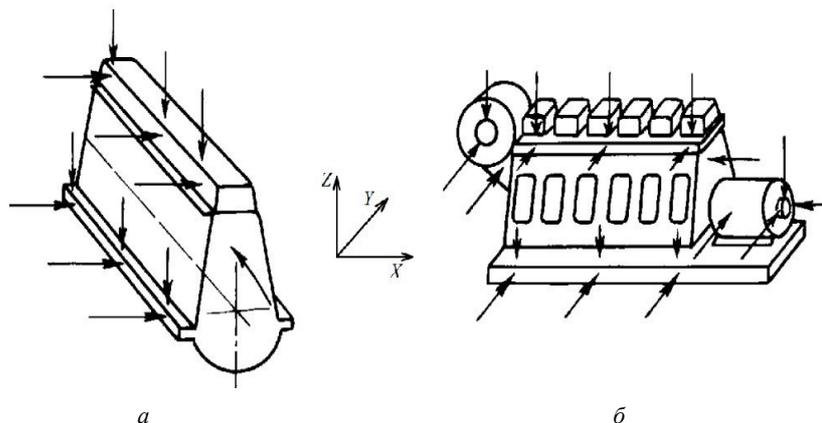


Рис. 1. Точки измерения вибрации и система координат главного двигателя (а) и дизель-генератора (б)
 Fig. 1. Points of measuring vibrations and the coordinate systems of the main engine (a) and diesel generator (б)

В данной работе математическая модель не содержит упругих элементов, но в реальной опоре они есть, и это снижает качество виброизоляции. С другой стороны, неуказанная жесткость стабилизирует источник вибрации в реальной опоре [8–10]. Таким образом, возникает научно-методический вопрос об адекватности модели.

Поскольку расширение списка сил, действующих на источник, переводит задачу на другой уровень, было решено не учитывать жесткость связей и передачу вибрации через них на корпус. Положение источника вибрации относительно защищаемого основания является безразличным. Ранее было определено, что для стабилизации нельзя использовать упругие элементы. Рассмотрим действие стабилизатора источника вибрации. Уравнение динамики в этом случае содержит член, зависящий от интеграла смещения.

Анализ размерности коэффициентов, входящих в уравнение динамики, проведем для определения физических параметров исполнительного механизма. Основное уравнение записывается в нижнем ряду в размерности ускорения, первый интеграл над основным уравнением имеет размерность скорости, второй интеграл в третьем снизу ряду – в размерности длины. Любое слагаемое уравнения динамики имеет размерность ускорения. Это же относится к управляющему действию $R(q)$, пропорциональному интегралу смещения. По аналогии с пропорционально-интегральным регулятором коэффициент, выравнивающий размерность, будем называть коэффициентом передачи стабилизатора

$$R(q) = -kq_1,$$

где k – коэффициент передачи стабилизатора; q_1 – интеграл смещения с размерностью м·с.

Следовательно, коэффициент передачи стабилизатора $[k]$ имеет размерность Н/(м·с).

Физический смысл коэффициента: скорость изменения силы на один метр отклонения защищаемого объекта. Величина коэффициента выбирается достаточной для быстрой стабилизации, но меньше значения, приводящего к развитию автоколебаний.

Уравнение динамики для одноосных вертикальных колебаний массы с управляющим действием имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 q}{dt^2} = f \cos(\omega t) - G + F(q) - b \left(\frac{dq}{dt} \right) + R(q),$$

где $\frac{d^2 q}{dt^2}$ – ускорение массы, м/с²; m – масса, кг;

f – амплитуда вынуждающей силы, Н; ω – угловая частота вынуждающей силы, рад/с; t – время, с; G – вес, Н; $F(q)$ – сила компенсатора веса, Н; b – коэффициент вязкости демпфера, (Н·с)/м;

$\frac{dq}{dt}$ – скорость массы, м/с.

В этом уравнении нет смещения, поскольку нет упругого элемента, как в традиционной опоре. Для численного решения запишем выражение в соответствии с процедурой `rkfixed` (рис. 2).

$$D(t, q) := \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \frac{1}{m} \cdot (f \cdot \cos(\omega \cdot t) - G + F(q) - b \cdot q_2 + R(q)) \end{bmatrix}$$

Рис. 2. Уравнение с интегрирующим элементом в программе Mathcad
 Fig. 2. An equation with an integrating element in the Mathcad program

На этом основании можно проектировать исполнительный механизм. Это может быть электродвигатель, направление вращения которого зависит от направления смещения защищаемого объекта. Двигатель вращает винтовую пару, которая сжимает пружину. Пружина действует на муфту, момент меняется и поддерживает источник вибрации.

Другой вариант исполнительного механизма содержит клапан, управляющий потоком жидкости, создающей давление на поршень, связанный с воздушной полостью управляющей силой прижатия дисков. При увеличении нагрузки клапан открывается, наполняет объем и увеличивает момент (поддерживающую силу) на муфте. Современный

уровень таких устройств основан на микропроцессорной технике в сочетании с шаговым двигателем или с обычным двигателем и n -кодером.

Составим численный эксперимент для определения параметров стабилизатора. Критерием действия стабилизатора является отклонение от среднего положения, а также статичность системы управления. На рис. 3 представлена модель ступенчатого воздействия на систему со стабилизатором, стабилизация положения (посередине) – на уровне 0,01 м. Воздействие узким импульсом можно задать двумя условными операторами (рис. 4). Установлено, что после воздействия импульса положение агрегата стабилизировалось на начальном уровне [11].

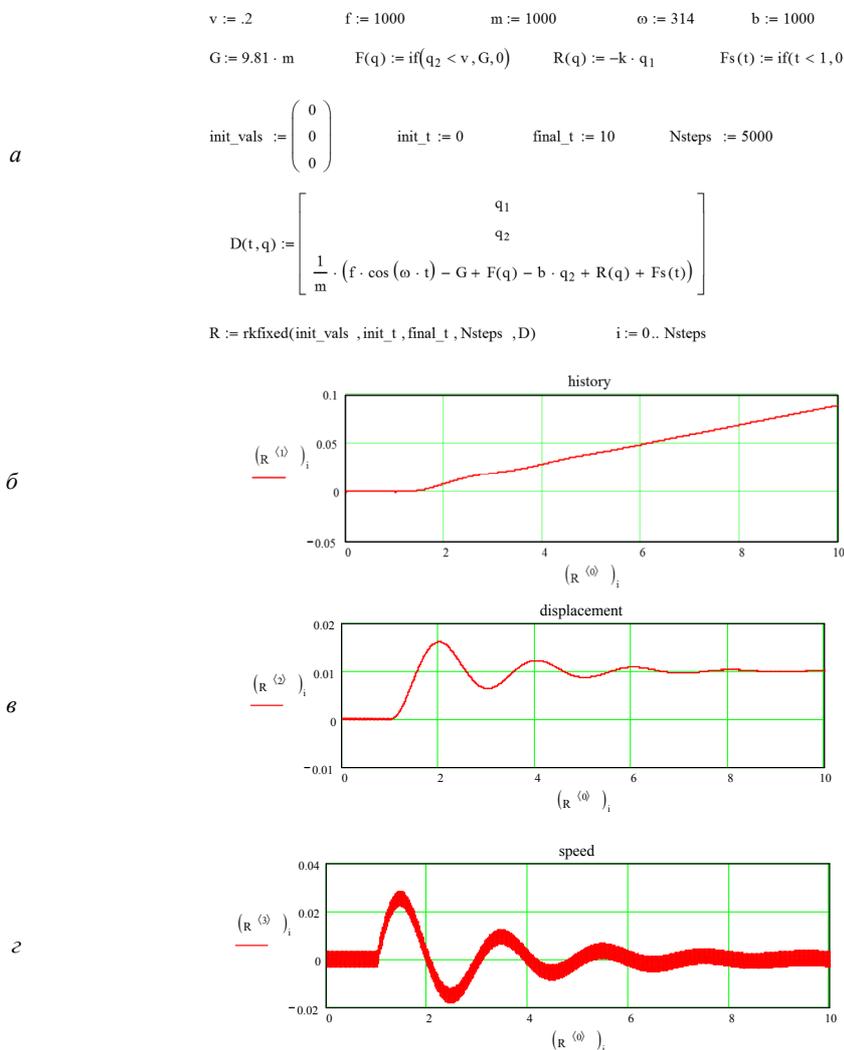


Рис. 3. Переходный процесс при ступенчатой нагрузке: a – исходные данные и математическое моделирование процесса; b – зависимость интеграла перемещения массы от времени; $в$ – зависимость перемещения массы от времени; $г$ – зависимость скорости колебаний массы от времени

Fig. 3. Transient process at stepped load: a - initial data and mathematical modeling of the process; b - dependence of the mass displacement integral on time; $в$ - dependence of mass displacement on time; $г$ - dependence of the mass oscillation rate on time

Викулов С. В., Спиридонова А. Н., Матвеев Ю. И., Храмов М. Ю. Теоретическое исследование стабилизатора вибрации с обратной связью по интегралу смещения для энергетического оборудования

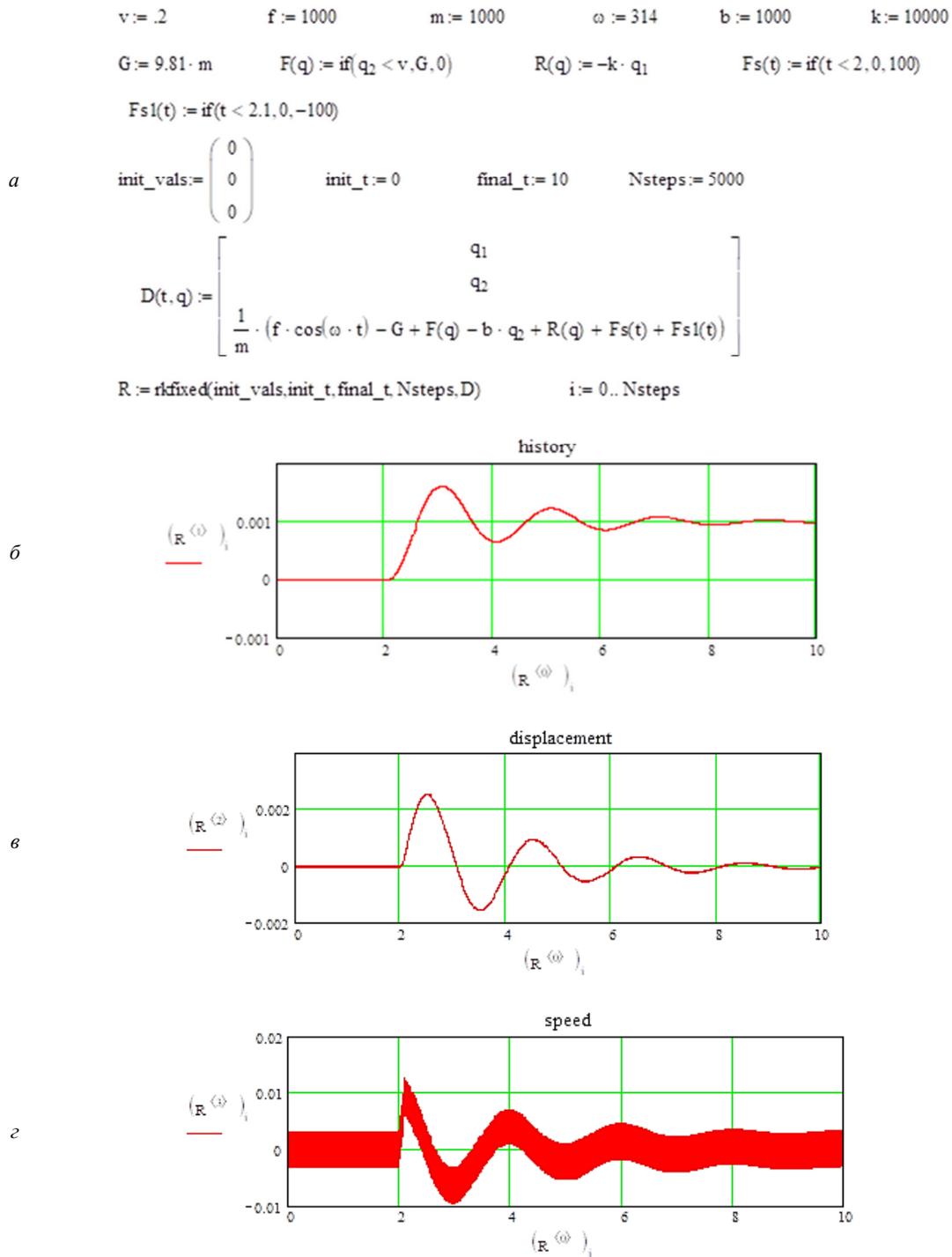


Рис. 4. Переходный процесс при узком импульсе: $a-\zeta$ (см. рис. 3)

Fig. 4. Transient process at a narrow pulse: $a-\zeta$ (Fig. 3)

Широкий импульс зададим теми же параметрами с большим промежутком по времени (рис. 5).

Положение источника также установилось на среднем уровне.

```

v := .2      f := 1000      m := 1000      ω := 314      b := 1000      k := 10000
G := 9.81 · m      F(q) := if(q2 < v, G, 0)      R(q) := -k · q1      Fs(t) := if(t < 2, 0, 100)
Fs1(t) := if(t < 3, 0, -100)
a
init_vals := ( 0
              0
              0 )      init_t := 0      final_t := 10      Nsteps := 5000
D(t, q) := [ q1
             q2
             1/m · (f · cos(ω · t) - G + F(q) - b · q2 + R(q) + Fs(t) + Fs1(t)) ]
R := rkfixed(init_vals, init_t, final_t, Nsteps, D)      i := 0.. Nsteps
    
```

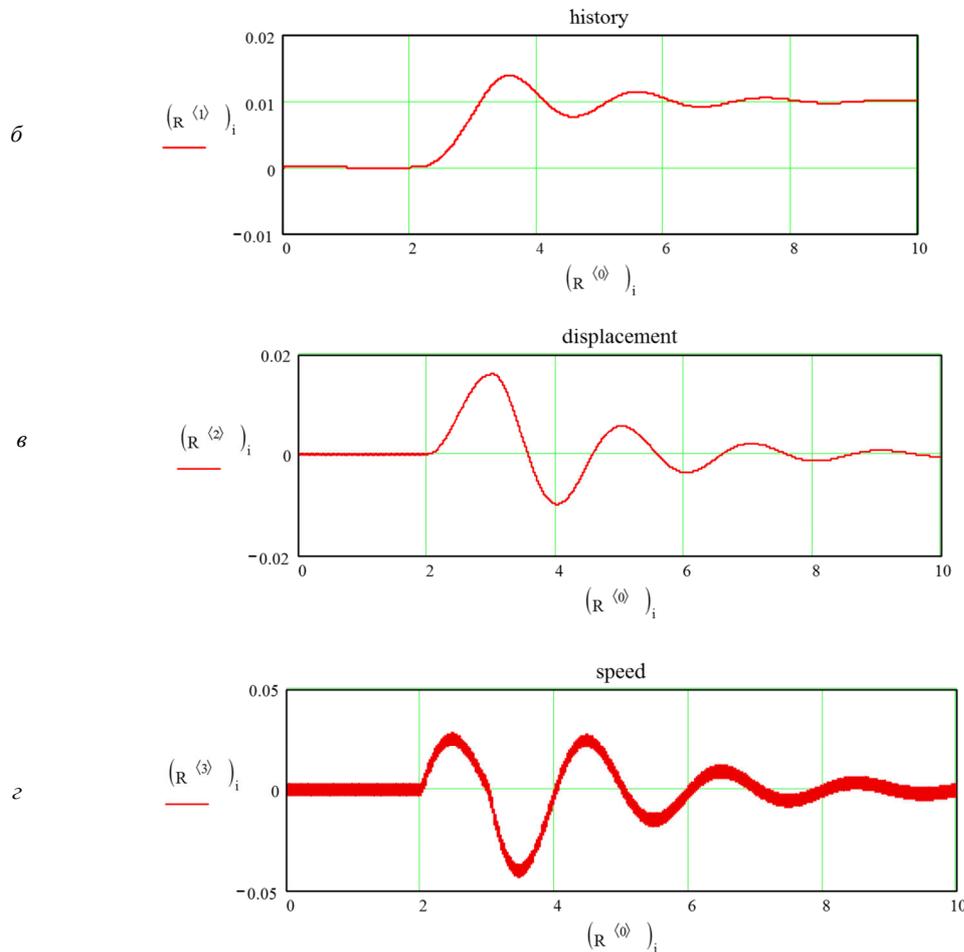


Рис. 5. Переходный процесс при широком импульсе: а-з (см. рис. 3)

Fig. 5. Transient process at a wide pulse: a-z (Fig. 3)

Таким образом, проведено исследование эффективности использования стабилизатора на всех режимах работы энергетической установки.

Выводы

1. Математическое исследование реакции энергетического оборудования, проведенное для импульсов силы и ступенчатой нагрузки, выявило

неограниченное смещение оборудования от действия любого, в том числе малого, импульса силы. Для судовых условий это недопустимо.

2. Математическое исследование реакции системы со стабилизатором при действии импульсов

силы определило восстановление положения агрегата к первоначальному уровню.

3. Очевидна стабилизация положения агрегата во всех случаях приложения нагрузки, а значит, применение стабилизатора в системе обосновано.

Список источников

1. Спиридонова А. Н., Барановский А. М. Методы стабилизации в подвеске нулевой жесткости // Сибир. науч. вестн. 2020. Вып. XXIV. С. 19–23.
2. НД № 2-020101-124. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII. Механические установки. СПб.: Изд-во РМРС, 2020. 107 с.
3. Барановский А. М. Виброизоляция дизелей речных судов. Новосибирск: Изд-во НГАВТ, 2000. 176 с.
4. Бабаков И. М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965. 560 с.
5. Барановский А. М., Викулов С. В., Спиридонова А. Н. Метод снижения структурного шума судового оборудования // Реч. трансп. (XXI в.). 2021. № 1 (97). С. 49–51.
6. Барановский А. М. Вибрационная оценка судовых механизмов // Сибир. науч. вестн. 2012. Вып. XVI. С. 107–111.

7. Матвеев Ю. И., Орехов В. А., Храмов М. Ю., Орехов А. В. Особенности напрессовки облицовок гребных валов // Вестн. Волж. гос. акад. вод. трансп. 2019. № (60). С. 232–237.
8. Вибрации в технике: справ. в 6-и т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1984. Т. 1. 352 с.
9. Барановский А. М. Принципы конструирования виброзащитных опор // Снижение структурного шума и вибрации на судах: сб. науч. тр. Новосибирск: Изд-во НГАВТ, 2012. С. 4–6.
10. Барановский А. М. Шумозащитная опора судового двигателя // Реч. трансп. (XXI в.). 2010. № 3 (45). С. 72–73.
11. Спиридонова А. Н. Виброзащита энергетического оборудования на основе системы постоянного усилия: дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2022. 153 с.

References

1. Spiridonova, A. N., Baranovskii A. M. Metody stabilizatsii v podveske nulevoi zhestkosti [Methods of stabilization in suspension with zero stiffness]. *Sibirskii nauchnyi vestnik*, 2020, iss. XXIV, pp. 19-23.
2. ND № 2-020101-124. *Pravila klassifikatsii i postroiiki morskikh sudov. Part VII. Mekhanicheskie ustanovki* [ND No. 2-020101-124. Rules for the classification and construction of sea vessels. Part VII. Mechanical installations]. Saint-Petersburg, Izd-vo RMRS, 2020. 107 p.
3. Baranovskii A. M. *Vibroizolatsiia dizelei rechnykh sudov* [Vibroisolation of diesel engines of river vessels]. Novosibirsk, Izd-vo NGAVT, 2000. 176 p.
4. Babakov I. M. *Teoriia kolebanii* [Theory of oscillations]. Moscow, Nauka Publ., 1965. 560 p.
5. Baranovskii A. M., Vikulov S. V., Spiridonova A. N. Metod snizheniia strukturnogo shuma sudovogo oborudovaniia [Method for reducing structural noise of ship equipment]. *Rechnoi transport (XXI vek)*, 2021, no. 1 (97), pp. 49-51.
6. Baranovskii A. M. Vibratsionnaia otsenka sudovykh mekhanizmov [Vibration assessment of ship mechanisms]. *Sibirskii nauchnyi vestnik*, 2012, iss. XVI, pp. 107-111.

7. Matveev Iu. I., Orekhvo V. A., Khramov M. Iu., Orekhvo A. V. Osobennosti napressovki oblitsovok grebnykh valov [Specific features of pressing propeller shaft linings]. *Vestnik Volzhskoi gosudarstvennoi akademii vodnogo transporta*, 2019, no. (60), pp. 232-237.
8. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik v 6-i tomakh* [Vibrations in technology: reference book in 6 Vols]. Pod redaktsiei V. N. Chelomeia. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. Vol. 1. 352 p.
9. Baranovskii A. M. Printsipy konstruirovaniia vibrozashchitnykh opor [Principles of designing antivibration supports]. *Snizhenie strukturnogo shuma i vibratsii na sudakh: sbornik nauchnykh trudov*. Novosibirsk, Izd-vo NGAVT, 2012. Pp. 4-6.
10. Baranovskii A. M. Shumozashchitnaia opora sudovogo dvigatel'ia [Noise-protective support of ship engine]. *Rechnoi transport (XXI vek)*, 2010, no. 3 (45), pp. 72-73.
11. Spiridonova A. N. *Vibrozashchita energeticheskogo oborudovaniia na osnove sistemy postoiannogo usiliia: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Vibration protection of power equipment based on constant effort system: Diss. ... Cand. Tech. Sci.]. Novosibirsk, 2022. 153 p.

Статья поступила в редакцию 04.04.2023; одобрена после рецензирования 25.04.2023; принята к публикации 02.05.2023
The article was submitted 04.04.2023; approved after reviewing 25.04.2023; accepted for publication 02.05.2023

Информация об авторах / Information about the authors

Станислав Викторович Викулов – доктор технических наук, доцент; заведующий кафедрой физики, химии и инженерной графики; Сибирский государственный университет водного транспорта; vikulov-51@mail.ru

Stanislav V. Vikulov – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Head of the Department of Physics, Chemistry and Engineering Graphics; Siberian State University of Water Transport; vikulov-51@mail.ru

Анна Николаевна Спиридонова — кандидат технических наук; ассистент кафедры техносферной безопасности; Сибирский государственный университет водного транспорта; spiridonova.a.n@mail.ru

Юрий Иванович Матвеев — доктор технических наук, профессор; заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок; Волжский государственный университет водного транспорта; matveeveseu@mail.ru

Михаил Юрьевич Храмов — кандидат технических наук, доцент; доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок; Волжский государственный университет водного транспорта; m.u.hramov@yandex.ru

Anna N. Spiridonova — Candidate of Technical Sciences; Lecturer of the Department of Technospheric Safety; Siberian State University of Water Transport; spiridonova.a.n@mail.ru

Yuri I. Matveev — Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department of Ship Power Plant Operation; Volga State University of Water Transport; matveeveseu@mail.ru

Mikhail Yu. Khramov — Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plant Operation; Volga State University of Water Transport; m.u.hramov@yandex.ru

