

Викулов Станислав Викторович
доктор технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Сибирский государственный
университет водного транспорта»
Vikulov Stanislav Viktorovich
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor
Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
"Siberian State University of Water Transport"

АНАЛИЗ СТРУКТУРНОГО ШУМА СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Аннотация. В статье проведен анализ существующих систем виброзащиты на судах. Отмечено, что традиционные методы исчерпаны, и необходим новый подход. Рассмотрен новый метод снижения структурного шума на основе вращения двух соосных плоскостей. Проведено математическое моделирование в программном пакете Mathcad, при котором рассмотрено поведение системы при различных частотах вибрации и скоростей скольжения.

Abstract. The article analyzes existing vibration protection systems on ships. It is noted that traditional methods have been exhausted, and a new approach is needed. A new method for reducing structural noise based on the rotation of two coaxial planes is considered. Mathematical modeling is performed in the Mathcad software package, which examines the behavior of the system at different vibration frequencies and sliding speeds.

Ключевые слова: Структурный шум, виброизоляция, сухое трение, численное моделирование.

Keywords: Structural noise, vibration isolation, dry friction, numerical modeling.

Корпус судна является довольно хорошим проводником высокочастотной вибрации, так как представляет собой добротную оболочку [1-5]. Вследствие этого существенно ухудшаются условия обитания на судне, что зачастую приводит к профессиональным заболеваниям членов команды судна.

Существующие методы и способы снижения структурного шума основаны, как правило, на монтаже различных виброгасителей (пружинных или резиновых) между полкой фундамента и опорой. Следует отметить, что такие мероприятия зачастую не приводят к желаемому результату. Машины и механизмы, которые непосредственно несвязаны с валовой линией, обычно устанавливаются на опорах с низкой частотой (порядка 5 – 8 Гц). Существенным недостатком таких опор является снижение срока службы трубопроводов из-за раскачивания судовых машин и механизмов при волнении.

Для снижения шума, особенно на средних частотах, предлагается использовать подвески, изготовленные из большого числа небольших пружин [2, 5, 6]. Однако и здесь невозможно достигнуть полного разделения элементов судовой конструкции и источника колебаний.

Одним из эффективных методов виброзащиты считается метод снижения жесткости подвески до нуля. Существенным недостатком этого метода является нарушение устойчивости защищаемого объекта при переходе на другую нагрузку [7].

Из всего сказанного можно сделать вывод, что эффективные возможности используемых в настоящее время виброизоляторов исчерпали себя. Для дальнейшего развития этого направления требуются новые подходы и методы.

В работе [8] для компенсации веса источника вибрации было предложено использование силы сухого трения. Суть проведенного эксперимента [9, 10] заключалась в изучении сухого трения двух соосных поверхностей (рисунок 1).



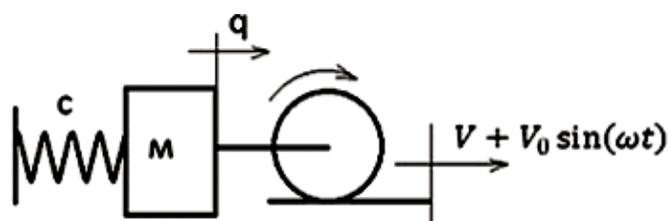


Рисунок 1 – Экспериментальная установка для изучения сухого трения

Вращающаяся поверхность вибрирует, другая поверхность обеспечивает скорость скольжения v в диапазоне $0,07 - 0,140$ м/с. Исследовались октавные полосы – 4, 8, 16 Гц. Было установлено, что при вращении поверхности с большой скоростью вибрация на другую поверхность не передается. В эксперименте была установлена критическая скорость скольжения, равная амплитуде виброскорости. Математическое моделирование подтвердило результат этого эксперимента. Передача вибрации уменьшилась до нуля, когда амплитуды скоростей колебаний и скольжения сравнялись. Было установлено, что результат взаимодействия определяется импульсом силы сухого трения, действующего в течение периода колебаний. Отмечено, импульсы силы представляют собой форму меандра, скважность которого определяет усилие, действующее на основание (рисунок 2).

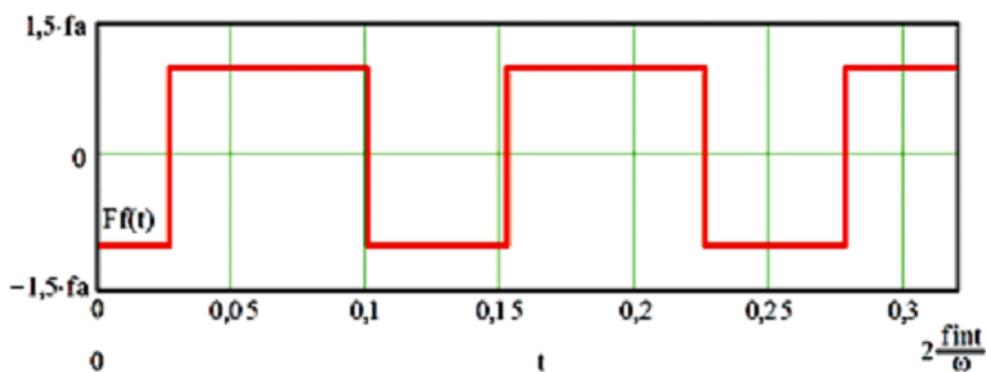


Рисунок 2 – Зависимость силы трения от амплитуды виброскорости

Если скорость скольжения меньше скорости колебаний, импульсы силы трения передаются, с ростом скорости скольжения переменная сила снижается до нуля. Графическая зависимость этого явления, показанная на рисунке 3, описывается формулой:

$$e = \frac{\arccos v}{\pi - \arccos v}. \quad (1)$$

Уравнение динамики содержит силу трения, которая определяется условным оператором, зависящим от разницы виброскорости и скорости скольжения.

Применим следующую логику: сила компенсатора $F(q)$ равна и противоположна весу источника вибрации G в том случае, когда амплитуда скорости колебаний q_2 ниже заданного значения v . На языке программирования Mathcad:

$$F(q) := \text{if}(q_2 < v, G, 0). \quad (2)$$

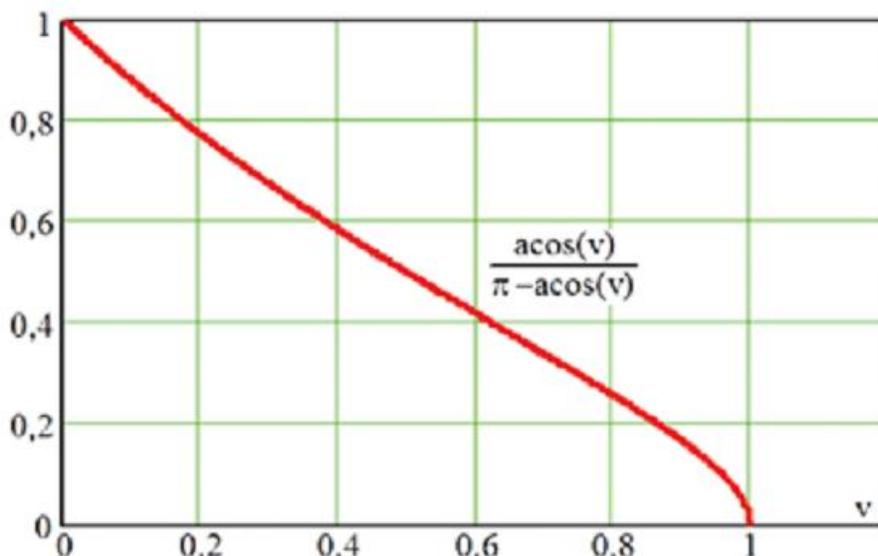


Рисунок 3 – Влияние скорости скольжения на передачу вибрации

Планом эксперимента предусматривалось изучение вибрации защищаемого объекта на подвеске традиционного типа (с пружиной и демпфером) и на подвеске, использующей только силу трения. Эффективность обеих подвесок находилась как перепад вибрации от источника к основанию. Это позволило сравнивать традиционную защиту от вибрации и новый метод защиты, при котором не задействуются упругие и вязкие элементы.

Комплект экспериментального оборудования включал генератор синусоидальных колебаний, магнитоэлектрический вибратор, привод муфты, тахометр, виброметр «Октава 110А».

Перевод ускорения в скорость выполнялся с помощью уравнения:

$$v = \frac{a}{2\pi f}. \quad (3)$$

Амплитуда виброскорости

$$v_{\max} = 1,41 v. \quad (4)$$

Диапазон был выбран между первым резонансом контрольной массы и собственной частотой электромагнитного вибратора (таблица 1).

Рассматривалось поведение системы на каждой частоте и при различных скоростях скольжения. В зависимости от частоты источника колебания защищаемого объекта были пропорциональны динамичности системы и вынуждающей силе.

Таблица 1

Расчет виброскорости через виброускорение вибратора

Частота f, Гц	Ускорение, м/с ²	Уровень ускорения, дБ	Виброскорость, м/с	Амплитуда виброскорости, м/с
4	0,15	103,5	0,006	0,0084
8	0,60	115,6	0,012	0,0168
16	2,40	127,6	0,024	0,034

В таблицах 2, 3 и 4 представлены результаты измерений виброметром «Октава 110А», а на рисунках 4, 5 и 6 показано математическое моделирование системы при тех же параметрах.

Таблица 2

Вибрация контрольной массы на частоте 4 Гц при уровне ускорения источника 104 дБ и амплитуде скорости источника $v_{\max} = 0,0084$ м/с

Напряжение тахометра, В	0,72	1,0	1,55	2,25	3,94
Частота вращения n , мин ⁻¹	204	284	440	639	1119
Скорость скольжения v , м/с	0,00816	0,0114	0,0176	0,026	0,045
Уровень ускорения массы	120	119	117	110	102
Перепад	16	15	13	6	-2

Таблица 3

Вибрация контрольной массы на частоте 8 Гц при уровне ускорения источника 115,6 дБ и амплитуде скорости источника $v_{\max} = 0,0168$ м/с

Напряжение тахометра, В	1,12	1,36	2,0	2,2	2,9	3,3
Частота вращения n , мин ⁻¹	318	386	568	625	824	937
Скорость скольжения v , м/с	0,0127	1,0154	0,023	0,025	0,033	0,0375
Уровень ускорения массы	100	96	86	89	79	80
Перепад	-15	-19	-29	-26	-36	-35

Таблица 4

Вибрация контрольной массы на частоте 16 Гц при уровне ускорения источника 127 дБ и амплитуде скорости источника $v_{\max} = 0,034$ м/с

Напряжение тахометра, В	0,35	0,42	2,7	4,0
Частота вращения n , мин ⁻¹	99,4	119,28	766,8	1136
Скорость скольжения v , м/с	0,004	0,0048	0,031	0,045
Уровень ускорения массы	121	126	105	97
Перепад	-6	-1	-22	-30

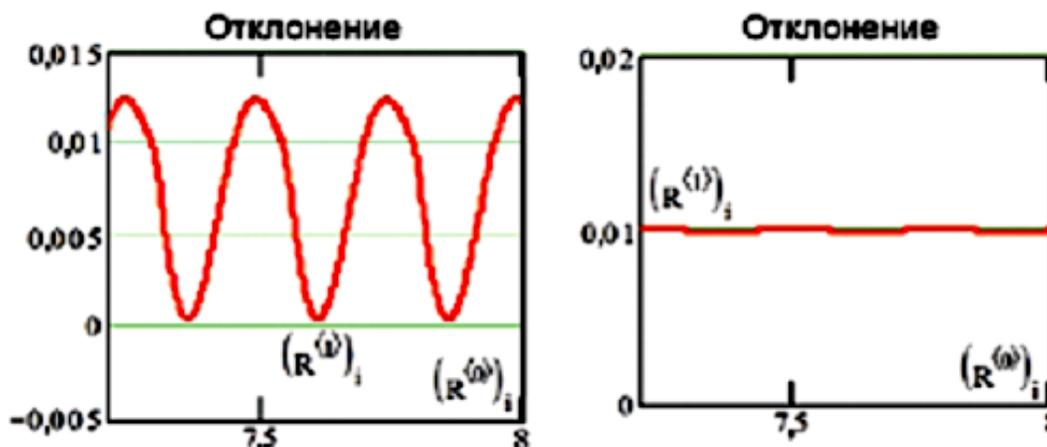


Рисунок 4 – Скорости скольжения: докритическая (0,00816 м/с) и закритическая (0,045 м/с)

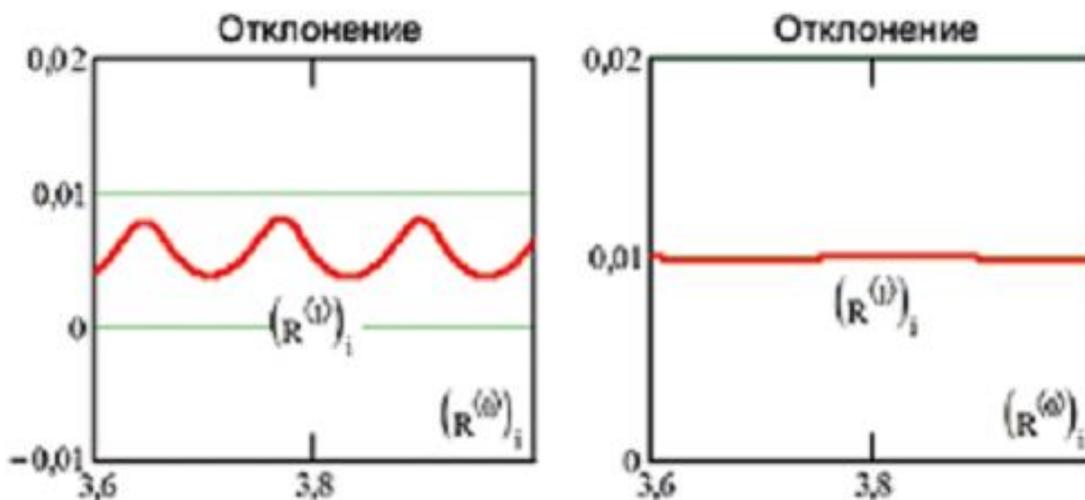


Рисунок 5 – Скорости скольжения: докритическая (0,0127 м/с) и закритическая (0,0375 м/с)

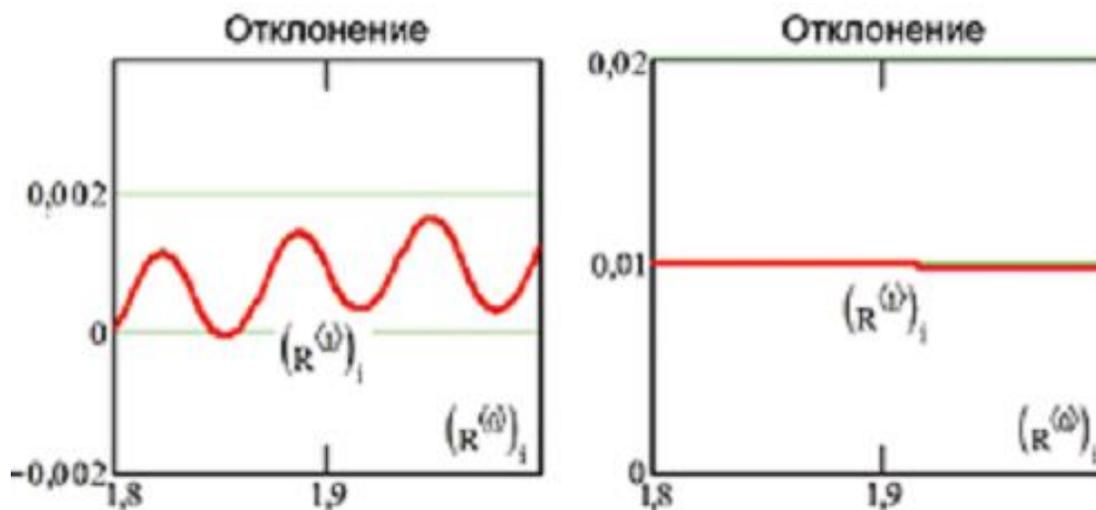


Рисунок 6 – Скорости скольжения: докритическая (0,004 м/с) и закритическая (0,045 м/с)

Вывод. Анализ приведенных в работе результатов эксперимента подтверждает существование критической скорости скольжения, равной амплитуде виброскорости. Кроме того, наблюдается снижения уровня шума при увеличении скорости скольжения в соответствии с математической моделью.

Список литературы:

1. Барановский А.М. Шумозащитная опора судового двигателя / А.М. Барановский // Речной транспорт (XXI век). 2010. – №3. – С.72-73.
2. Барановский А.М. О вибрации на судах / А.М. Барановский, Ю.И. Ришко, М.А. Федосеева // Речной транспорт (XXI век). 2016. – №3. – С.42-45.
3. Барановский А.М. Защита корпуса от структурной вибрации / А.М. Барановский, М.А. Федосеева // Научные проблемы Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 2. – С. 167 – 169.
4. Барановский А.М. Система защиты от вибрации экипажей скоростных судов / А.М. Барановский, С.В. Викулов // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – № 3 (45) Т.1 – С. 35 – 38.

5. Потянихин А.Н. Проблемы снижения структурной вибрации речных судов / А.Н. Потянихин, М.К. Романченко, А.М. Барановский // Судостроение. – 2009. – № 4. – С.46-49.
6. Барановский А.М. Динамические свойства распределенной виброзащитной опоры / А.М. Барановский, Ю.И. Ришко, С.В. Викулов // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – № 3 (45) Т.1 – С. 39-41.
7. Барановский А.М. Виброзащитная подвеска с гибким основанием / А.М. Барановский, Ю.И. Ришко // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2013. – №1. – С.250-254.
8. Зуев А.А. Проблемы виброизоляции / А.А. Зуев, А.К. Зуев, В.А. Четверкин // Проблемы виброизоляции на судах: сборник научных трудов / Новосибирская государственная академия водного транспорта. – Новосибирск, 2003. – С.43-55.
9. Спиридонова А.Н. Виброзащита энергетического оборудования на основе системы постоянного усилия: дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, СГУВТ, 2022. – 153 с.
10. Викулов С.В. Исследование структурного шума судового энергетического оборудования / С.В. Викулов, А.Н. Спиридонова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2025. – № 1. – С.123-126.

