

УДК 621.01:623

**МЕТОДИКА ФОРМИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ИСХОДНЫХ  
ДАННЫХ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЦИКЛОГРАММЫ  
НАГРУЖЕНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ СТРУКТУРНО-  
ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ ТИПОВОГО  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ РАКЕТНЫХ  
КОМПЛЕКСОВ МОРСКОГО БАЗИРОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ  
МНОГОФАКТОРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ КАЧКИ  
И ВИБРАЦИИ В КОНТЕКСТЕ ЗАДАЧИ  
О СЛУЧАЙНОЙ ВИБРАЦИИ**

Данилов А.А.

*Рассматривается задача формирования исходных данных для определения долговечности (ресурса) металлоконструкций структурно-функциональных компонентов (СФК) типового технологического оборудования (ТТО) ракетных комплексов (РК) морского базирования (МБ) в условиях эксплуатации на надводном корабле (НК) в контексте задачи о случайной вибрации. Выполнен анализ внешних воздействующих факторов (ВВФ) стохастической природы, влияющих на долговечность СФК ТТО РК МБ. Разработан методический подход к сведению задачи о синусоидальной вибрации, зависящей от частоты вращения гребного винта, к последовательности задач о случайной вибрации. Выполнен расчет исходных данных на тестовой конечно-элементной модели (КЭМ).*

Одной из задач, решаемых на стадии проектирования РК МБ, является оценка долговечности металлоконструкций СФК ТТО рассматриваемого РК МБ. Отличительной особенностью решения сформулированной задачи является наличие случайного характера внешних воздействующих факторов (ВВФ), предопределяющего значительные сложности при формировании ожидаемой циклограммы нагружения на отдельные СФК ТТО рассматриваемого комплекса, вследствие чего долговечность отдельных деталей косвенно обеспечивается превышением расчетного запаса прочности над нормативным, в соответствии с [1].

Наибольший вклад в циклограмму нагружения металлоконструкций СФК ТТО ракетных комплексов МБ вносят следующие ВВФ:

- качка;
- вибрация;
- выполнение технологических операций в соответствии с целевым назначением РК МБ;
- температурное нагружение конструкции СФК;
- ветровая нагрузка.

Большая часть указанных ВВФ, за исключением выполнения технологических операций в соответствии с целевым предназначением, описывается как случайный стационарный эргодический процесс, что позволяет свести задачу о совместном действии указанных факторов к задаче о случайной вибрации.

При этом, применительно к РК МБ, существуют определенные трудности при описании вибрации в контексте задачи о случайной вибрации. Основным источником вибрации на надводных кораблях (НК) является гребной винт [2]. Это обусловлено невозможностью балансировки гидродинамических сил сопротивления вращению, возникающих в его лопастях, вследствие чего частота вибрационного воздействия пропорциональна частоте вращения гребного винта [2]. Таким образом, амплитуда вибрации оказывается случайной величиной со значительно большей дисперсией, чем частота при номинально постоянной скорости хода надводного корабля.

В настоящей статье предлагается методический подход к сведению задачи о синусоидальной вибрации, зависящей от частоты, к последовательности задач о случайной вибрации, действующей в текущем диапазоне частот.

Задача рассматривается на примере КЭМ, представленной на рисунке 1. Для определения опорных точек при выборе диапазонов действия случайной вибрации выполнен модальный (частотный) анализ КЭМ. Собственные частоты колебаний и направления их действия приведены в таблице 1.

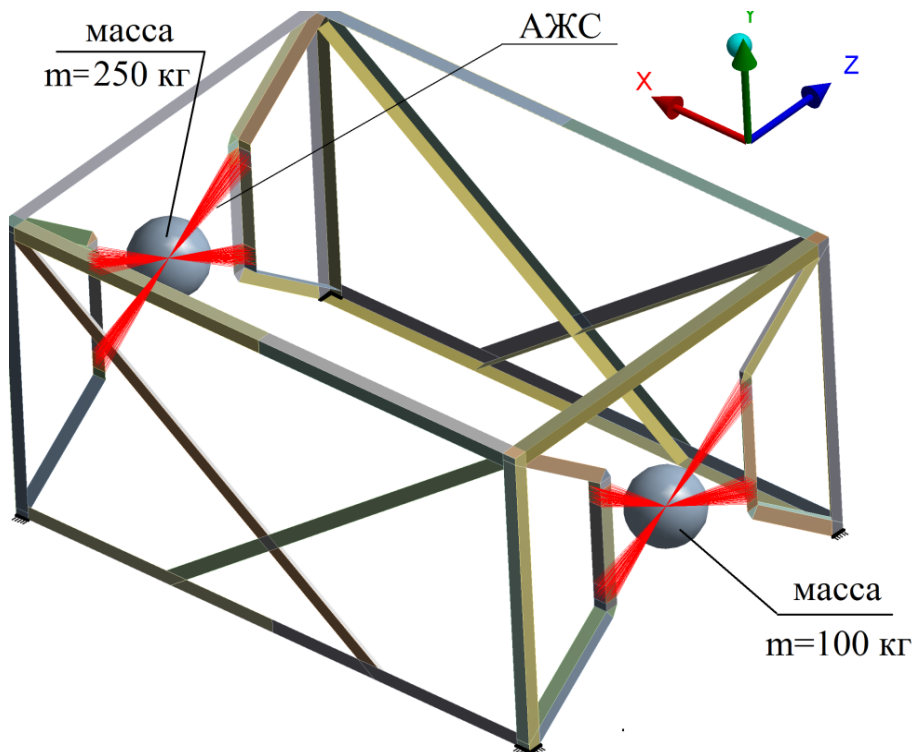


Рисунок 1 – Общий вид КЭМ

Примечания:

1 Модель закреплена жестко по крайним линиям вертикальных стоек (выделены жирными линиями).

2 АЖС – абсолютно жесткие связи.

3 Для преобразования в корабельную систему координат требуется повернуть систему координат (СК), приведенную на рисунке на  $90^\circ$  вокруг оси X по правилу правой руки.

Т а б л и ц а 1 – Формы собственных частот колебаний конструкции

Номер формы	Направление	Форма колебаний	Частота, Гц	Относительная модальная масса
1	Z	изгибная	11,152	0,723
2	X	изгибная (масса 250 кг)	11,545	0,415
3	RY	крутильная	14,493	0,41
4	<u>X</u> ; Z	изгибная (масса 100 кг)	17,061	<u>0,26</u> ; 0,011
5	Z	изгибная	28,072	0,009
6	<u>Z</u> ; RY	изгибно-крутильная (поворот сосредоточенных масс)	29,324	0,01; –
7	Y	изгибная (в основном резонируют продольные балки)	30,688	0,033,
8	Z		31,324	0,01
9	Y		37,555	0,144
10	Y		40,728	—
11	RY	крутильная (поворот сосредоточенных масс)	40,977	0,07
12	Y	изгибная (верхние горизонтальные балки и сосредоточенная масса 250 кг)	42,588	0,3

Далее требуется разбить диапазон действия ходовых вибрации на ряд поддиапазонов с учетом имеющихся данных о резонансных частотах конструкции. При этом должны выполняться условия:

$$\int_0^{2 \cdot \omega_r} \Psi(\omega) d\omega \leq \sum_{i=1}^n \frac{\Psi(\omega_{d,i+1}) + \Psi(\omega_{d,i})}{2} \cdot \Delta\omega_i; \quad (1)$$

$$\sqrt{\int_{\omega_r - 0,5 \cdot \Delta\omega_{r,0}}^{\omega_r + 0,5 \cdot \Delta\omega_{r,0}} S(\omega) d\omega} \leq (1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{\Psi(\omega_r)}, \quad (2)$$

где  $\omega_r$  – резонансная круговая частота динамической системы,  $c^{-1}$ ;

$\Psi(\omega)$  – передаточная функция динамической системы (квадрат функции коэффициента динамичности);

$n$  – количество диапазонов дискретизации;

$\Delta\omega_{r,0}$  – ширина диапазона в окрестностях резонанса;

$S(\omega)$  – спектральная плотность параметра вибрации (перемещения, скорости или ускорения);

$\varepsilon$  – допустимая ошибка при определении среднеквадратического значения искомого параметра при решении задачи случайной вибрации по сравнению с гармоническим решением.

Расчет спектральной плотности параметра вибрации при дискретном шаге осуществим методом трапеций

$$S_{\omega,i} = \frac{0,5 \cdot (D_{\text{виб},i} + D_{\text{виб},i+1})}{\omega_{d,i+1} - \omega_{d,i}}, \quad (3)$$

где  $D_{\text{виб},i}$  – дисперсия определяемого параметра вибрации.

При этом дисперсия параметра вибрации в зависимости от частоты для синусоидального входного сигнала определяется как

$$D_{\text{виб}}(\omega) = \frac{A(\omega)^2}{2}, \quad (4)$$

где  $A(\omega)$  – зависимость заданной амплитуды синусоидальной вибрации от частоты.

На основании вышеизложенных формул определены спектральные плотности ускорений входного воздействия. Исходные данные для задачи приведены в таблицах 2 и 3. Результаты расчета приведены в таблице 4.

Т а б л и ц а 2 – Исходные данные для решения задачи

Параметр	Значение параметра
Относительный коэффициент демпфирования $\xi$	0,05
Допустимая ошибка результата $\varepsilon$ , %	10

Т а б л и ц а 3 – Исходные данные по вибрации

Направление колебаний	Амплитуда колебаний	Диапазон частот, Гц	Уровень обеспеченности
Продольные	—*		3· $\sigma$ **
Поперечные	1 мм**	2...13,2	
	0,7·g**	13,2...33	
Вертикальные	1 мм**	2...13,2	
	0,7·g**	13,2...33	

\* В данном расчете не учитывались

\*\* Параметры вибрационных воздействий приняты на основании анализа [3], а уровень обеспеченности принят на основании анализа норм вибраций (допустимый уровень вибрации в служебных помещениях с периодическим обслуживанием не должен превышать 0,15·g, а максимально допустимый уровень вибрации составляет не более 0,25·g), приведенных в [4, 5], и, соответственно, гипотезы о том, что заданные в [3] требования подразумевают предельно возможный уровень вибрации, т.е. максимальную амплитуду с заданным уровнем обеспеченности.

Таблица 4 – Расчетные значения спектральных плотностей ускорений по диапазонам

Средняя частота диапазона, Гц	Спектральная плотность ускорений, м <sup>2</sup> /с <sup>3</sup>	Средняя частота диапазона, Гц	Спектральная плотность ускорений, м <sup>2</sup> /с <sup>3</sup>
1,5	0,000346	16,5	2,618
2,5	0,002771	17,073	2,6832
3,5	0,009351	17,573	107,7133
4,5	0,0222	18,5	17,8939
5,5	0,0433	22,5	3,0666
6,5	0,0748	26,5	0,374
7,5	0,1188	27,466	2,618
8,5	0,1773	27,966	2,8101
9,5	0,2525	28,106	38,2968
10,5	0,3463	28,606	12,328
11,048	0,461	29,0885	3,3238
11,152	0,4732	29,324	14,7591
11,3475	0,4876	29,7355	8,9277
11,545	0,525	30,2725	4,9454
11,8015	0,541	30,693	4,8974
12,5	0,5985	30,9205	8,5309
13,5	0,7609	31,0835	16,5109
14,2105	2,618	31,324	15,6409
14,4935	6,2253	31,7405	8,3577
14,783	18,0637	32,5	5,0406
15,5	6,0248	-	-

Исходные данные, приведенные в таблице 4, позволяют решить последовательно ряд задач о случайной вибрации с учетом других ВВФ и получить зависимость среднеквадратического значения эквивалентных напряжений в каждом узле/элементе конструкции от текущих значений скорости хода НК. Полученные зависимости для каждого узла/элемента КЭМ преобразуются в функцию долговечности на основании моментных функций (до шестого порядка) случайных процессов [6], но с учетом зависимости от скорости хода НК. Таким образом, зная функцию распределения скоростей хода НК, оказывается возможным скорректировать циклограмму нагружения и вычислить ожидаемую долговечность металлоконструкции СФК ТТО РК МБ.

Литература

1 ГОСТ 51282-99. Оборудование технологическое стартовых и технических комплексов ракетно-космических комплексов.

2 *Постнов В.А., Калинин В.С., Ростовцев Д.М.* Вибрация корабля: Учебник. – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.

3 НД 2-020101-114. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XI. Электрическое оборудование.

4 СН 1103-73. Санитарные нормы вибрации на морских, речных и озерных судах.

5 *Давыдов В.В., Маттес В.В.* Динамические расчеты прочности судовых конструкций. – Л.: Судостроение, 1974.

6 *Bishop N.W.M., Sherratt F.* Finite Element Based Fatigue Calculations, Farnham, UK, 2000.