



Комплексный анализ судового вала

А. М. Фищенко	аспирант кафедры эксплуатации судовых механических установок; Государственный морской университет имени адмирала Ф. Ф. Ушакова, г. Новороссийск; fishenko2012@mail.ru
А. В. Гринёк	кандидат технических наук, доцент, конструктор; ООО «Тазмар», г. Санкт-Петербург; grinyokann@gmail.com
И. П. Бойчук	кандидат технических наук, доцент, генеральный директор; ООО «Сигматек», г. Санкт-Петербург; igor_boichuk@mail.ru

В статье рассмотрены воздействия рабочих нагрузок на судовый вал. Проведены предварительный статический, динамический, модальный и гармонические расчёты в среде конечно-элементного моделирования. Получены данные о частотах собственных колебаний вала, получены значения нагрузок в заданном частотном диапазоне и деформации конструкции в рабочем режиме. По полученным данным можно судить об изменении состояния конструкции во время работы.

Ключевые слова: вал; валопровод; судно; напряжение конструкции; вибрации; моделирование; структурный анализ

Цитирование: Фищенко, А. М. Комплексный анализ судового вала / А. М. Фищенко, А. В. Гринёк, И. П. Бойчук // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 39–49. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-39-49

Введение

Судно работает в тяжёлых климатических и погодных условиях, к тому же в очень агрессивной среде. Многим судам приходится уходить в довольно продолжительные рейсы, когда судно является автономным объектом и не имеет возможности получить какое-либо снабжение или ремонт. Поэтому для судна важна высокая надёжность всех механизмов и конструкций, в том числе и судового валопровода.

Надёжность может достигаться как резервными системами, так и повышенным ресурсом работы. Судовой вал – важная часть судна, которая обеспечивает вращение винта и приводит судно в движение [1]. Валопровод является важным компонентом для обеспечения живучести судна в море. Не всегда есть возможность и необходимость в установке двух и более движителей на судно, на многих судах один валопровод. Поэтому важно обеспечить ему максимально возможный ресурс работы. Также на валу может устанавливаться валогенератор. Поэтому крайне важно знать, какие нагрузки и деформации испытывает конструкция, чтобы обеспечить стабильную работу генератора.

Сегодня идёт активная разработка безэкипажных судов. В связи с отсутствием обслуживающего персонала непосредственно на борту механизмам и конструкциям, располагаю-

щимся на судне, нужно иметь повышенные характеристики надёжности. А также имеется потребность в системах мониторинга и диагностики, способных прогнозировать отказ той или иной системы, для более быстрого и качественного ремонта и обслуживания в порту.

Для таких систем важна база данных работы судовых механизмов, в которую входят нагрузки, испытываемые системой, и возможные причины отказов. Такую базу данных можно формировать как с помощью реальных работающих механизмов [2], так и с помощью математических моделей этих механизмов. Создание «цифровых двойников» для судовых механизмов позволит собрать данные по конкретным системам быстрее и с меньшими затратами [3].

1 Нагрузки, воздействующие на вал судна

Валопровод судна является системой, работающей в сложном напряжённом состоянии. Можно отметить следующие нагрузки, оказывающие влияние на валопровод: изгиб, который зависит от собственного веса вала и деталей, прикрепленных на этот вал; нагрузки, возникающие под действием сил инерции, возникающих при качке судна; крутящий момент; продольное сжимающее усилие или растягивающее усилие, возникающее из-за силы упора гребного винта в зависимости от направления движения судна [4]. Перечисленные нагрузки имеют два типа характера нагрузки: переменный и циклически повторяющийся. При отмеченных условиях требуется принять ряд допущений в связи со сложностью точного расчёта всех элементов валопровода. Проанализировав нагрузки, воздействующие на вал, можно отметить, что основной нагрузкой является воздействие статического крутящего момента, поэтому его расчёт и будем использовать как основной. Расчёт ведётся в соответствии с РД 5.4307 «Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования» [5].

Проверку прочности вала при сложном напряжённом состоянии выполняют путём определения эквивалентных приведённых напряжений по энергетической теории прочности и расчётных запасов прочности по отношению к пределу текучести:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_k^2}, \quad (1)$$

где: σ_0 – наибольшее нормальное напряжение, кПа; τ_k – касательные напряжения от кручения, кПа.

Напряжение кручения, кПа:

$$\tau_k = \frac{480 \cdot N_e}{\pi^2 \cdot n \cdot d_g^3}, \quad (2)$$

где: N_e – мощность, передаваемая валом, кВт; n – частота вращения вала, мин⁻¹; d_g – диаметр вала, м.

Напряжение сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_g^2}, \quad (3)$$

где: P – упор гребного винта, создаваемый при номинальном режиме работы главных двигателей.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = \frac{32}{\pi \cdot d_g^3} \cdot \left(\frac{(R_a - G_0)}{2 \cdot q} + G_0 \cdot a \right), \quad (4)$$

где: G_0 – сосредоточенная нагрузка, кН; a – расстояние от опоры до сосредоточенной нагрузки, м; R_a – реакция в опоре (кН).

Напряжение изгиба от массы винта и консольной части вала:

$$\sigma_u = \frac{32}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^3} \cdot \left(G_{\text{в}} \cdot l_0 + \frac{q' \cdot l_2^2}{2} \right), \quad (5)$$

где: $d_{\text{вс}}$ – диаметр гребного вала, м; $G_{\text{в}}$ – сосредоточенная нагрузка от массы гребного винта, кН; l_0 – расстояние от опоры А до сосредоточенной нагрузки $G_{\text{в}}$, м; l_2 – длина консольной части, м; q' – распределённая нагрузка от собственной массы вала, кН/м.

Критическая частота гребного вала вычисляется по формуле:

$$n_{\text{кр}} = \left[1 - 3.3 \cdot \frac{q_2}{q_1} \cdot \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^3 \right] \cdot \frac{30 \cdot \pi}{l_1^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{q_1}}, \quad (6)$$

где: l_1 – длина гребного вала между серединами подшипников дейдвуда и кронштейна, м; l_2 – длина гребного вала между серединами подшипников кронштейна и ступицы гребного винта, м; q_1, q_2 – равномерно распределённая нагрузка на этих участках гребного вала от массы самого вала и гребного винта, кН/м; $E = 216 \cdot 10^6$ – модуль упругости стали, кН/м²; J – экваториальный (осевой) момент инерции сечения вала относительно его оси, м⁴; g – ускорение свободного падения, м/с².

Также на механизмы судна воздействуют вибрации, вызванные работой механизмов судна, винта и корпусные вибрации. Кроме того, могут возникать ударные нагрузки от ударов волн и льда о корпус судна.

Рассматривая вибрации, учитываем следующие параметры воздействия на конструкцию: частота и ускорение. Гармоническая вибрация описывается законом виброперемещения $Z(t)$, виброскорости $\dot{Z}(t)$ или виброускорения $\ddot{Z}(t)$.

$$Z(t) = S_Z \cdot \sin \omega t, \quad (7)$$

$$\dot{Z}(t) = \omega \cdot S_Z \cdot \cos \omega t, \quad (8)$$

$$\ddot{Z}(t) = -\omega^2 \cdot S_Z \cdot \sin \omega t, \quad (9)$$

где: S_Z – амплитуда виброперемещения; ω – круговая частота вибрации, 1/с; t – время, с.

По заданному значению виброперемещения при гармонической вибрации находится амплитуда виброскорости $S_{\dot{Z}}$ и виброускорения $S_{\ddot{Z}}$:

$$S_{\dot{Z}} = \omega \cdot S_Z = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot S_Z, \quad (10)$$

$$S_{\ddot{Z}} = \omega^2 \cdot S_Z = 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot S_Z, \quad (11)$$

где f – частота вибрации, Гц.

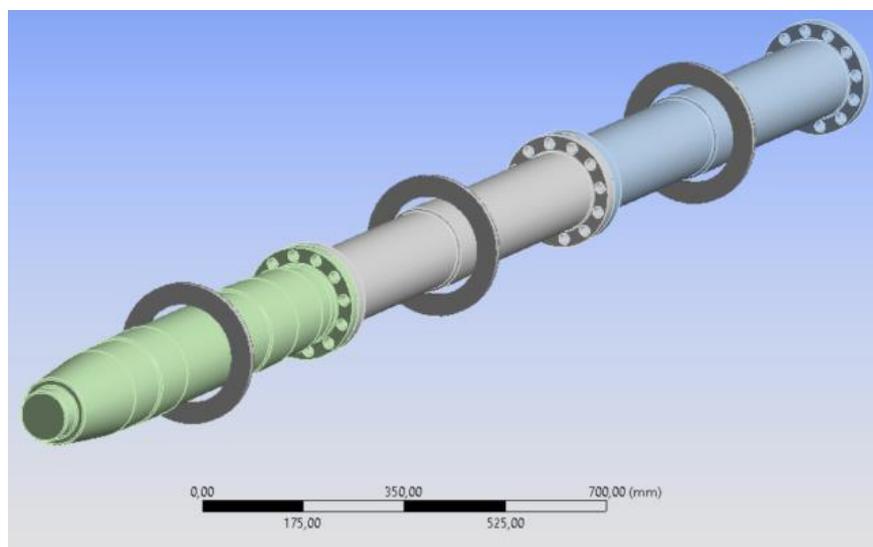
И наоборот, имея максимальное значение (амплитуду) виброускорения, можно определить амплитуду гармонической вибрации:

$$S_Z = \frac{S_{\ddot{Z}}}{4\pi^2 f^2}. \quad (12)$$

2 Структура расчёта

Для исследования была создана модель судового валопровода общей длиной 3040 мм и диаметром 200 мм. Модель состоит из упорного, промежуточного и гребного валов. Модель

приведена на рисунке 1, а. Подшипники заданы с помощью функционала программы и закреплены в пространстве граничными условиями. Исследование конструкции вала состоит из четырёх расчётов: стационарного, модального, гармонического и динамического. Схема проекта представлена на рисунке 1, б.



а



б

Рисунок 1 – Расчётная модель:

а – модель судового валопровода; б – схема проекта

Статический расчёт (Static Structural) выполняется для того, чтобы модальный и гармонический расчёты могли учитывать сдвиг частот от приложенной предварительной нагрузки [6]. Также это создаёт матрицу дополнительной жёсткости, так как мы проводим анализ поведения стационарной прочности конструкции под действием собственного веса. Здесь указываются все граничные условия задачи, и дальнейшие расчёты будут их учитывать.

В модальном расчёте (Modal) определяется, какой диапазон частот необходимо считать, где нужно уплотнить точки расчёта, с каким шагом по времени идти в нестационарном анализе. В данном анализе можно увидеть частоты, на которых произойдёт резонанс. Этот расчёт является вспомогательным [7–9].

Гармонический расчёт (Harmonic Response) используется для получения частотных характеристик объекта в заданных пределах частоты при приложенных усилиях [10].

Динамический расчёт (Transient Structural) выявляет то, как реагирует конструкция на динамические нагрузки. Используется для определения изменяющихся во времени перемещений, деформаций, напряжений и сил в конструкции, когда она реагирует на любые переходные нагрузки. Временной масштаб нагрузки таков, что инерция или эффекты демпфирования считаются важными [11].

3 Результаты

В статическом анализе была подготовлена база для дальнейших расчётов. Получены данные о статической деформации конструкции, силы реакции в опорах. Выставлены и настроены все граничные условия. На рисунке 2, а приведены силы реакции в опорах: 1249 Н для упорного и промежуточного валов и 1408 Н для гребного вала. Эти силы располагаются в точках опоры вала на подшипники.

По итогам расчёта выявлено, что вал провисает с максимальным смещением 0,00136 мм в районе гребного винта под действием его массы. При этом на конструкции создаётся напряжение с наивысшим значением $0,625 \cdot 10^6$ Па. Напряжение достигает своего пика в районе опор валопровода. Места возникновения напряжений в конструкции приведены на рисунке 2, б.

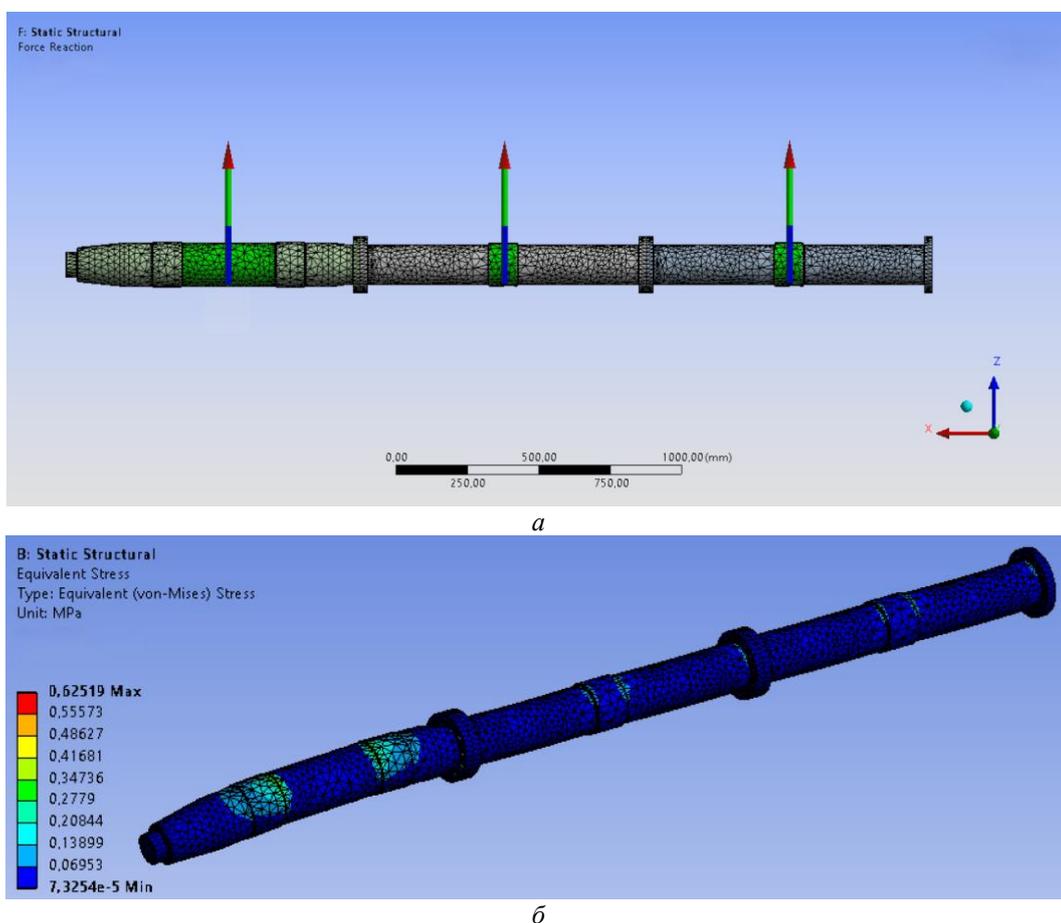


Рисунок 2 – Результаты статического расчёта:
 а – силы реакции в опорах; б – напряжение конструкции в статическом расчёте, МПа

В модальном расчёте получены частоты собственных колебаний конструкции. Исследовались формы собственных колебаний с 1 по 12. Значения резонансных частот приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения частот собственных колебаний судового вала

Форма колебаний	Частоты собственных колебаний вала					
	1	2	3	4	5	6
Частота (Гц)	417,36	509,87	516,64	765,08	985,73	1260,9
Форма колебаний	7	8	9	10	11	12
Частота (Гц)	1263,1	1345,7	1467,7	1470,4	1546,1	1721,9

Следует отметить, что на исследуемом диапазоне частоты вращения от 0 до 100 об/мин не достигается ни одна из резонансных частот.

Далее был рассмотрен заданный диапазон частот с рабочими нагрузками. Диапазон захватывает все резонансные частоты. Нагрузки на конструкцию на всём частотном диапазоне составляют от $0,0255 \cdot 10^6$ Па до $2,551 \cdot 10^6$ Па. При резонансе возникают более высокие напряжения. На первой резонансной частоте 417,36 Гц напряжение достигает $694,23 \cdot 10^6$ Па, а на второй резонансной частоте – уже $2676,2 \cdot 10^6$ Па. Стоит отметить, что промежуточные, упорные и гребные валы изготавливаются из стали с временным сопротивлением от 430 до $690 \cdot 10^6$ Па. Соответственно, резонанс для исследуемого объекта может привести к его разрушению. На рисунке 3 приведена нагрузка на резонансной частоте 417,36 Гц. Цветом отмечены области, наиболее подверженные нагрузке.

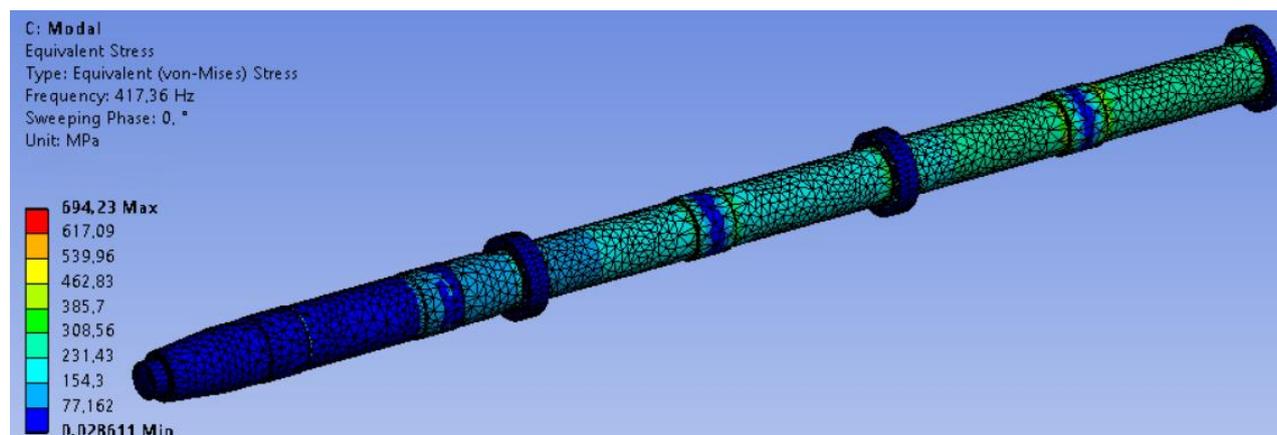


Рисунок 3 – Нагрузка на резонансной частоте 417,36 Гц, МПа

На рисунке 4 приведены графики амплитудно-частотной характеристики по осям x, y и z, полученные в процессе расчёта. Пиковые значения графики достигают на частоте 1500 Гц, где сдвиг конструкции составляет $2,362 \cdot 10^{-5}$ мм, $5,545 \cdot 10^{-4}$ мм и $6,145 \cdot 10^{-4}$ мм для осей x, y и z соответственно.

Во время движения судна на вал воздействуют крутящий момент, создаваемый двигателем, и сила упора гребного винта. На винте создаётся крутящий момент, преодолеваемый двигателем, и продольное сжимающее усилие на переднем ходу или растягивающее на заднем ходу. Это усилие и есть сила упора гребного винта.

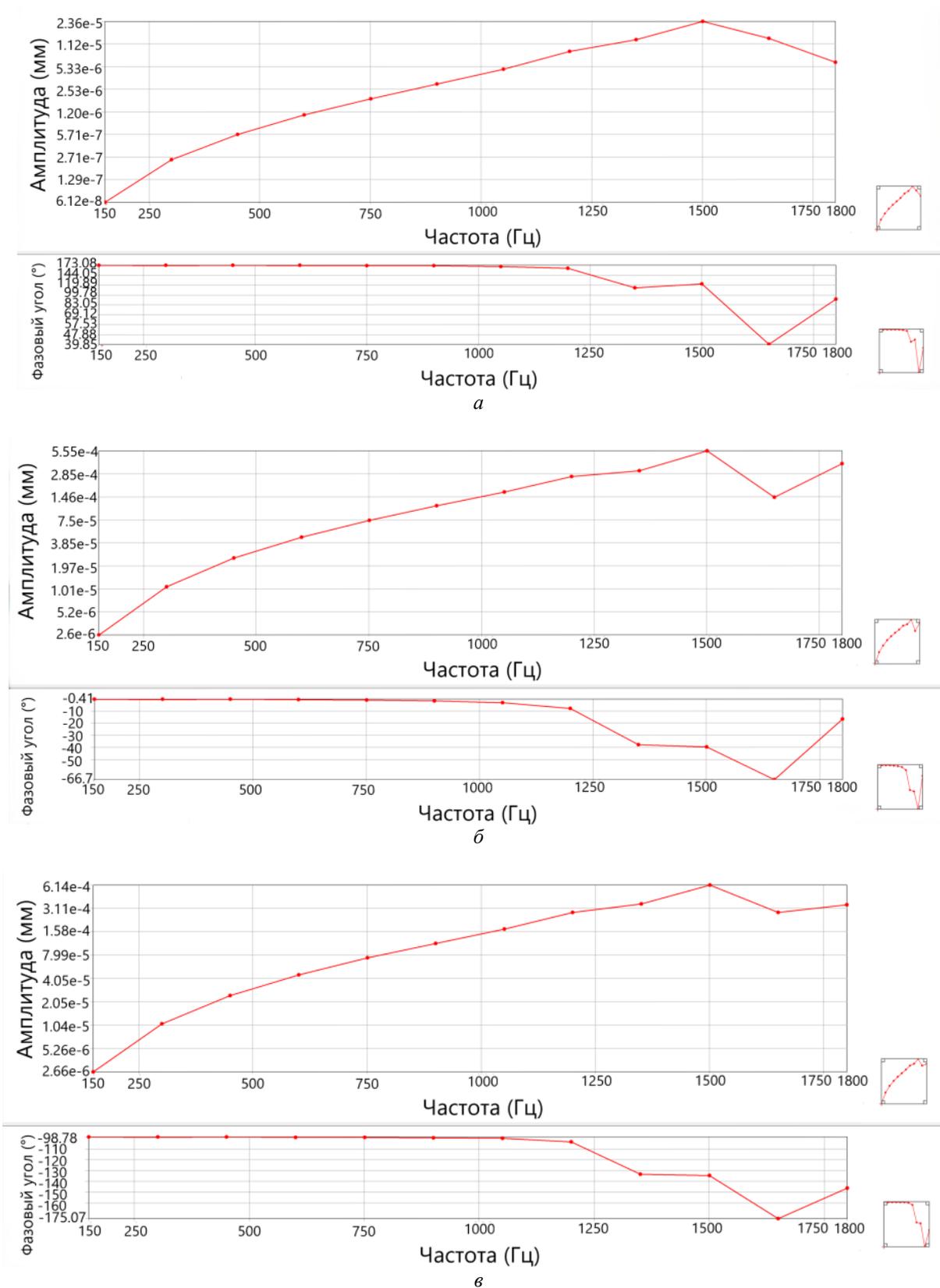
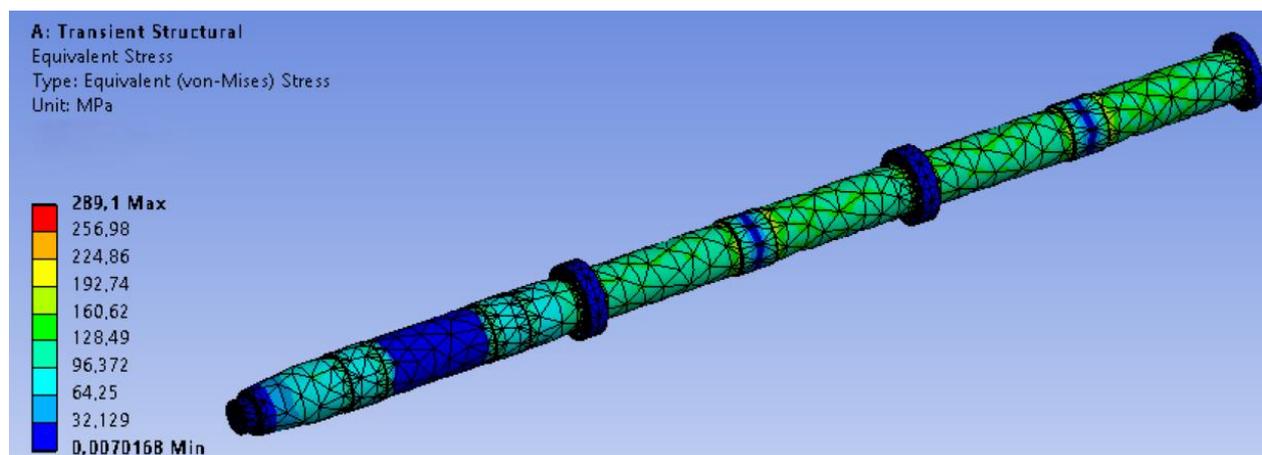


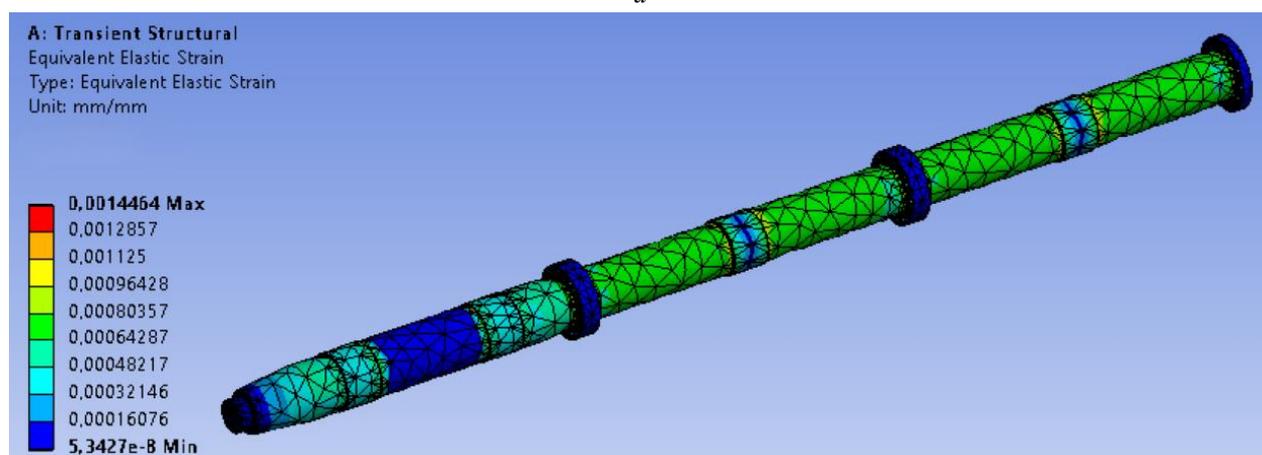
Рисунок 4 – амплитудно-частотная характеристика:
 а – ось x; б – ось y; в – ось z

Сила упора гребного винта зависит от диаметра винта, формы лопастей, их количества, шага и угла расположения, а также от скорости судна. Для данного расчёта сила упора была принята в 209000 Н при моменте на винте 38200 Н*м.

С началом набора оборотов нагрузка начинает плавно увеличиваться, пока на частоте 100 об/мин не достигает значения $289,1 \cdot 10^6$ Па (рисунок 5, а). Эквивалентная упругая деформация конструкции в установившемся режиме происходит в диапазоне от $5,3427 \cdot 10^{-8}$ мм/мм до 0,001446 мм/мм (рисунок 5, б).



а



б

Рисунок 5 – Результаты динамического расчёта:

а – напряжение конструкции, МПа; б – Эквивалентная упругая деформация конструкции, мм/мм

Наибольшее напряжение конструкции создаётся в местах крепления опор вала (крепление подшипников) и в районе фланцев. Данные места наиболее подвержены повреждению. Есть опасность повреждения вала рядом с фланцами, а также опасность повреждения подшипников и дейдвудного устройства при условии превышения допустимой нагрузки или из-за износа конструкции.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что имеет смысл рассматривать способы повышения надёжности и прочности системы подшипников и дейдвудного устройства, а также крепления фланцев.

Заключение

На основе проведённых расчётов получены данные о величинах возможных нагрузок судового вала. Представленный подход позволяет исследовать любой режим работы механизма, установить, когда и при каких нагрузках механизм будет разрушен. Благодаря этому можно судить о надёжности системы, проверять методы повышения срока службы и стабильности системы. А также использовать полученную информацию в системах мониторинга, диагностики и прогнозирования.

Список использованных источников

1. Budiarto, A. H. Inventory Shaft and Propeller of Traditional Vessels in Gresik-East Java / A. H. Budiarto, Arif Winarno, Putri D. Setyorini // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. – 2021. – vol. 750, no 1. – p. 012061. DOI:10.1088/1755-1315/750/1/012061.
2. Koker, N. De. Design limit exceedance probability of ice loading on propulsion shaft of a polar research vessel / N. De. Koker, A. Bekker, B. Steyn // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2024. – vol. 210. – p. 111164. DOI:10.1016/j.ymssp.2024.111164.
3. Kim, D. Feature Attribution Analysis to Quantify the Impact of Oceanographic and Maneuverability Factors on Vessel Shaft Power Using Explainable Tree-Based Model / D. Kim, M. P. Handayani, S. Lee, J. Lee // Sensors. – 2023. – vol. 23, no. 3. – p. 1072. DOI:10.3390/s23031072.
4. Гаврилюк, Р. Н. Исследование нагружения подшипников судового валопровода / Р. Н. Гаврилюк // Журнал университета водных коммуникаций. – 2011. – №1. – С. 48-54.
5. Руководящий документ РД 5.4307. Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования
6. Guler, S. Harmonic response analysis of an impeller of a gas turbine engine which modelled by using high entropy alloy materials / S. Guler // Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi. – 2022. – vol. 12, no. 1. – pp.54-67. DOI:10.17714/gumusfenbil.889420.
7. Wan, Yu. The modal and harmonic response analysis of final superheater based on workbench / Yu Wan // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – vol. 675. – p. 012177. DOI:10.1088/1755-1315/675/1/012177.
8. Yucel, Adil. Numerical and Experimental Modal Analyses of Inclined Supported Bridge Wing Structures / Adil Yucel // International Journal of Acoustics and Vibration. – 2022. – vol. 27, no. 1, pp. 56-66. DOI:10.20855/ijav.2022.27.11863.
9. Grinek, A. V. Predictive diagnostics of a ship's propeller shaft using a digital twin / A. V. Grinek, I. P. Boychuk, A. M. Fishchenko, D. N. Perelygin and N. I. Alfimova // Russian Engineering Research. – 2023. – vol. 43, no. 1. – pp. 99-102. DOI:10.3103/S1068798X23020120.
10. Yıldırım, S. Harmonic Response Analysis of Double Bridge Crane System on Multi Carriages / S. Yıldırım, E. Esim // 5th International Conference on Engineering and Natural Sciences / Prague, Czech Republic. – 2019. – pp. 90-96.
11. Халявкин, А. А. Оценка влияния упругих свойств подшипников скольжения дейдвудного устройства судна на значение коэффициента жесткости / А. А. Халявкин, С. А. Макеев, Д. В. Лошадкин, В. А. Мамонтов, Саламех Али, Д. О. Шацков, А. Я. Ауслендер // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2020. – № 1. – С. 83–93. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

Complex analysis of the vessel's shaft

A. M. Fishchenko	Postgraduate Student of the Department of Operation of Maritime Mechanical Systems; Admiral Ushakov Maritime State University, Novorossiysk, Russian Federation; fishenko2012@mail.ru
A. V. Grinek	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Design Engineer; LLC «Tazmar», St. Petersburg, Russian Federation; grinyokann@gmail.com
I. P. Boychuk	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, CEO; LLC «Sigmatek», St. Petersburg, Russian Federation; igor_boichuk@mail.ru

The article considers the impact of operating loads on a ship's shaft. Preliminary static, dynamic, modal and harmonic calculations were performed in the finite element modeling environment. Data on the shaft's natural vibration frequencies, as well as load values in a given frequency range and structure deformations in the operating mode were obtained. A complex analysis of the ship's shaft has been carried out. Data on the frequencies of natural vibrations of the shaft, the values of loads in a given frequency range and deformation of the structure in the operating mode were obtained. According to the data obtained, it is possible to judge the change in the state of the structure during operation.

Keywords: shaft; shaft line; vessel; structural stress; vibrations; modeling; structural analysis

Citation: Fishchenko, A. M. (2024), "Complex analysis of the vessel's shaft", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 39-49. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-39-49. (In Russian; abstract in English).

References

1. Budiarto, A. H., Winarno, Arif and Setyorini, Putri. (2021), "Inventory Shaft and Propeller of Traditional Vessels in Gresik-East Java", *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, vol. 750, no 1, p. 012061. DOI:10.1088/1755-1315/750/1/012061.
2. Koker, N. De., Bekker, A. and Steyn, B. (2024), "Design limit exceedance probability of ice loading on propulsion shaft of a polar research vessel", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 210, p. 111164. DOI:10.1016/j.ymssp.2024.111164.
3. Kim, D., Handayani, M. P., Lee, S. and Lee, J. (2023), "Feature Attribution Analysis to Quantify the Impact of Oceanographic and Maneuverability Factors on Vessel Shaft Power Using Explainable Tree-Based Model", *Sensors*, vol. 23, no. 3, p. 1072, DOI:10.3390/s23031072.
4. Gavrilyuk, R. N. (2011), "The research of loading of ships's shafting bearings", *ZHurnal universiteta vodnyh kommunikacij*, vol. 1, pp. 48-54. (in Russian)
5. Guidance document RD 5.4307, *Vessel's shaft lines. Design rules and regulations*. (in Russian)
6. Guler, S. (2022), "Harmonic response analysis of an impeller of a gas turbine engine which modelled by using high entropy alloy materials", *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 12, no. 1, pp. 54-67. DOI:10.17714/gumusfenbil.889420.
7. Wan, Yu (2021), "The modal and harmonic response analysis of final superheater based on workbench", *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, vol. 675, p. 012177. DOI:10.1088/1755-1315/675/1/012177.
8. Yucel, Adil (2022), "Numerical and Experimental Modal Analyses of Inclined Supported Bridge Wing Structures", *International Journal of Acoustics and Vibration*, vol. 27, no. 1, pp. 56-66. DOI:10.20855/ijav.2022.27.11863.

9. Grinek, A. V., Boychuk, I. P., Fishchenko, A. M., Perelygin, D. N. and Alfimova, N. I. (2023), “Predictive diagnostics of a ship’s propeller shaft using a digital twin”, *Russian Engineering Research*, vol. 43, no. 1, pp. 99-102. DOI:10.3103/S1068798X23020120.

10. Yildirim, Sahin and Esim, Emir (2019), “Harmonic Response Analysis of Double Bridge Crane System on Multi Carriages”, *5th International Conference on Engineering and Natural Sciences*, Prague, Czech Republic, 2019, pp. 90-96.

11. Khalyavkin, A., Makeev, S. A., Loshadkin, D. V., Mamontov, V. A., Ali S., Shatskov, D. O. and Auslender, A. Y. (2020), “Evaluation of influence of elastic properties of slide bearing of ship stern gear on stiffness coefficient”, *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies*, no. 1, pp. 83-93. DOI:10.24143/2073-1574-2020-1-83-933. (in Russian)