

УДК 629.122

ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДА СУДНА НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ

Астреин Сергей Павлович¹, аспирант

e-mail: theolklim260177@yandex.ru

Гирин Станислав Николаевич¹, кандидат технических наук, профессор

e-mail: girin.sn@vsuwt.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. В настоящей работе рассматриваются особенности проведения гармонического анализа изгибных колебаний валопровода на начальных этапах проектирования для судов на подводных крыльях (СПК) с частично погруженным гребным винтом (ЧПГВ). Основное внимание уделено оценке напряженного состояния валопровода под действием периодических нагрузок, возникающих при несимметричной работе ЧПГВ. Рассмотрено два варианта определения поперечных сил, действующих со стороны винта на вал.

Ключевые слова: гармонический анализ валопровода, валопровод, гидродинамические силы винта, прочность судового валопровода, колебания валопровода, вибрация вала, частично погруженный гребной винт.

HARMONIC ANALYSIS OF SHAFTLINE VIBRATIONS OF A HYDROFOIL VESSEL

Sergey P. Astrein¹, Doctoral Student

e-mail: theolklim260177@yandex.ru

Stanislav N. Girin¹, Candidate of Technical Sciences, Professor

e-mail: girin.sn@vsuwt.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. This paper discusses the features of harmonic analysis of bending vibrations of a shaft pipeline at the initial stages of design for hydrofoils with a partially submerged propeller. The main attention is paid to the assessment of the stress state of the shaft pipeline under the influence of periodic loads that occur during the asymmetric operation of the NPGV. Two options for determining the transverse forces acting on the shaft from the screw are considered.

Keywords: harmonic analysis of the shaftline, shaftline, hydrodynamic forces of the propeller, strength of the ship's shaftline, shaftline vibrations, shaft vibration, partially submerged propeller.

Введение

При проектировании судовых валопроводов, в особенности на начальных этапах, возникает задача определения переменных нагрузок от действия гребного винта и дальнейшее обеспечение прочности конструкции. В связи с отсутствием в правилах РКО [1] и ВСС [2] расчетных методик, непосредственно нормирующих вибрационную прочность судовых валопроводов, проведение гармонического анализа приобретает особую значимость.

Сложность оценки напряженно-деформируемого состояния валопровода и проведения гармонического анализа определяется необходимостью учета ряда существенных факторов, влияющих на его работу: определение фактических гидродинамических сил, действующих на гребном винте; учет неравномерности потока скоростей; отклонения в геометрии винта; учет особенностей проведения центровки СПК с учетом деформации корпуса.

Существующий программный комплекс ANSYS позволяет провести численный расчет с высокой степенью точности. Однако для обеспечения получения качественных результатов, необходимо корректно учесть условия нагружения от внешнего воздействия. В связи с этим, в настоящей работе приведена методика по определению гидродинамических сил винта [3], вызывающие изгибные колебания валопровода и проводится гармонический анализ колебаний валопровода для одного из проектов судна на подводных крыльях с учетом влияния частично погруженного винта.

Определение гидродинамических сил гребного винта

Для определения гидродинамических сил, вызванные работой гребного винта, в качестве основных исходных данных были использованы результаты кривой полного сопротивления судна, полученные в ходе проведения модельных испытаний, а также результаты тензометрического контроля вала, замеры которых фиксировались в период проведения ходовых испытаний.

Объектом исследования выступает валопровод СПК одного из проектов, схема которого изображена на рисунке 1. Применяемый в качестве движителя частично погруженный гребной винт работает в двухфазной среде при скорости 60 км/ч и более. Несмотря на ряд преимуществ ЧПГВ, эксплуатация в таких условиях приводит к существенному увеличению неравномерности потока скоростей и сил, действующих на каждой лопасти винта.

Основные параметры исследуемого движителя и валопровода:

1. Длина вала – 6912 мм;
2. Диаметр тела вала – 80 мм;
3. Масса гребного винта – 101 кг;
4. Количество лопастей гребного винта -5;
5. Максимальная частота вращения валопровода 1603 об/мин.



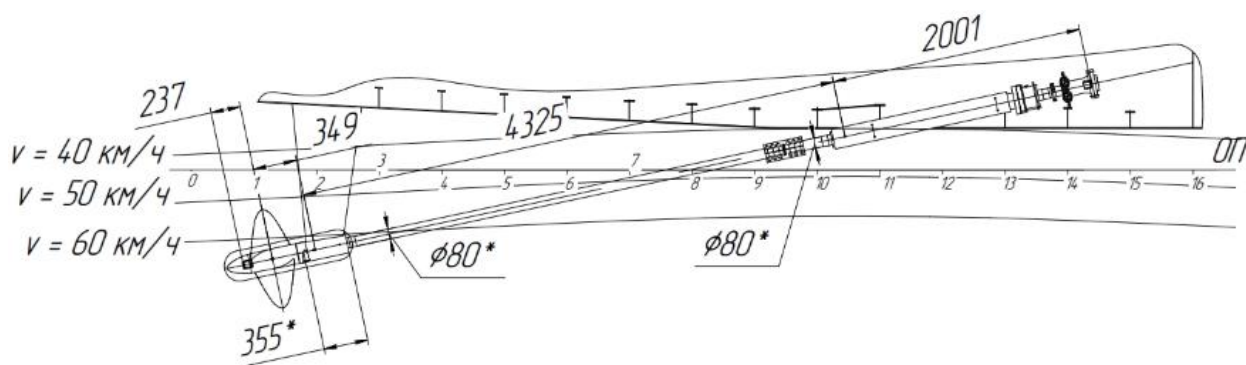


Рисунок 1 – Общая схема валопровода

В ходе работы, на основе действующей модели пяти лопастного гребного винта, с помощью моделирования определялся центр давления на каждой лопасти. В соответствии с методикой [3] было принято допущение, что координаты центра сосредоточения давления на лопасти находится на расстоянии 0,65 радиуса от оси винта по высоте и на середине ширины лопасти. Построенные векторы (см. рисунки 2 и 3), действующие по нормали к лопасти гребного винта, были разложены на составляющие, в результате получены проекции сил на поперечную и вертикальную оси. Результаты вычисления по первому методу получены на основании исходных данных кривой полного сопротивления на начальных этапах проектирования, где расчет проводился через упор гребного винта при разных скоростных режимах судна. Второй метод, базируется на результатах тензометрирования вала, где поперечные и вертикальные силы являются эквивалентами крутящему моменту.

Из табл. 1 следует, что максимальная величина расхождения между методами составляет 12,6%. Такое расхождение является удовлетворительным в условиях настоящей задачи. В дальнейших вычислениях, использовались результаты, полученные в ходе проведения тензометрирования вала, поскольку они отражают фактическое значение крутящих моментов в рассматриваемой конструкции.

Таблица 1. Результаты вычисления проекций сил

Скорость, км/ч	Частота вращения винта, об/мин	Силы, вычисленные через крутящий момент			Силы, вычисленные через упор гребного винта			Погрешность ΣQ , %
		Q_z , Н	Q_y , Н	ΣQ , Н	Q_z , Н	Q_y , Н	ΣQ , Н	
60	1603	-2492	5599	6129	-2806	6304	6901	12,6
62	1603	-2492	5599	6129	-2766	6213	6901	11,0
65	1603	-2492	5599	6129	-2644	5939	6901	6,1
70	1603	-2492	5599	6129	-2603	5848	6901	4,4

При полном погружении винта в воду проекции сил на плоскость винта в значительной степени компенсируют друг друга. Однако, при эксплуатации, в условиях частичного погружения гребного винта из расчета исключается одна лопасть движителя, что приводит к резкому увеличению суммарной боковой и вертикальной силы. Следует отметить, что данная схема имеет допущения, идеализация которой не учитывает неравномерность потока скоростей, которые в свою очередь приводят к возникновению неравномерного распределения сил на лопастях гребного винта. В действительности, даже в условиях полного погружения, в особенности при монтаже гребного вала под углом к основной плоскости, возможно возникновение ассиметричных нагрузок.

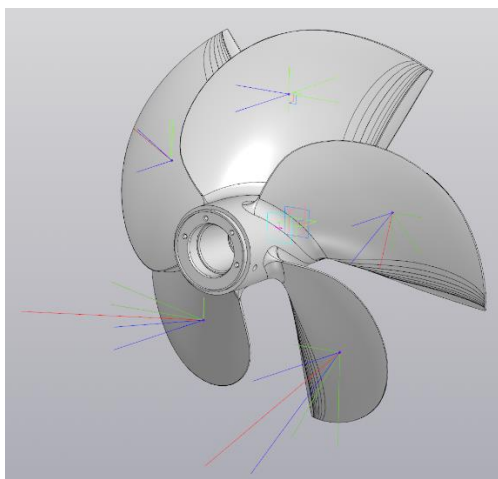


Рисунок 2 – Объемная модель гребного винта

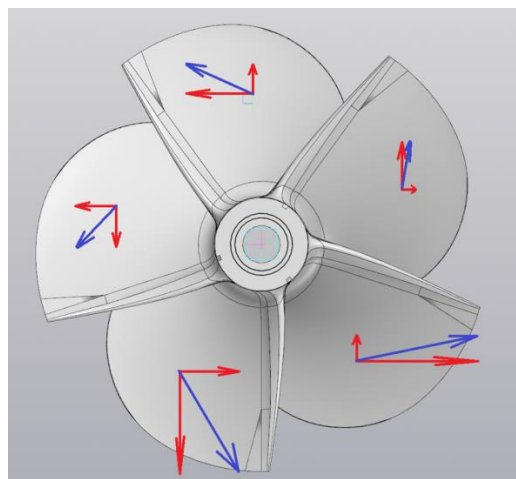


Рисунок 3 – Схема проекции сил на оси в плоскости YZ

Гармонический и модальный анализ валопровода

Проведение расчета осуществляется с использованием программного обеспечения ANSYS. Расчетная модель выполнена стержневыми элементами в соответствии с общей схемой валопровода. В местах установки подшипников скольжения выставлено ограничение перемещения по всем осям, но не исключающие угол поворота.

Перед проведением гармонического анализа, выполнялся модальный расчет, в ходе которого были определены первые четыре собственные формы и соответствующие им частоты колебаний. Результаты расчета отражены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2. Собственные формы колебаний валопровода

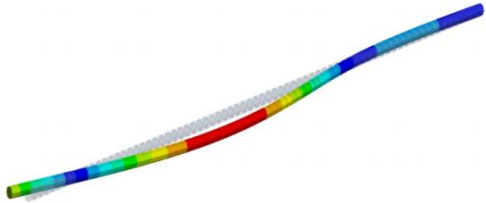
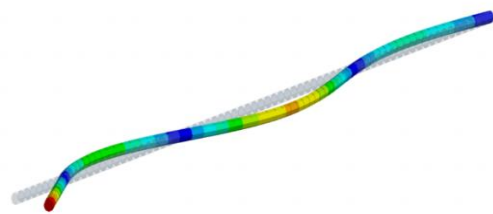
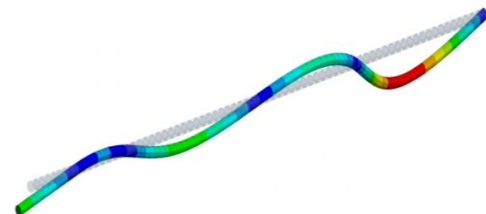
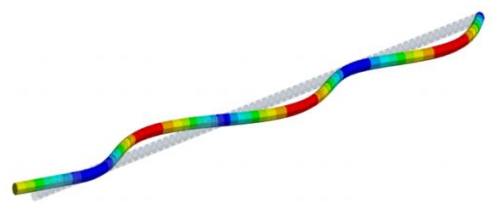
1-я форма колебаний	2-я форма колебаний
	
3-я форма колебаний	4-я форма колебаний
	

Таблица 3. Собственные частоты колебаний валопровода

№ формы колебаний	Частота, Гц
1-я форма колебаний	10,6
2-я форма колебаний	28,9
3-я форма колебаний	45,2
4-я форма колебаний	58,7

Для оценки отклика системы на периодическое нагружение в местах установки гребного винта приложена сосредоточенная масса и сила, действующая по гармоническому закону. Как известно, коэффициент внутреннего сопротивления материала существенно влияет на величину амплитуды колебаний в резонансной частоте [4], что доказывает формула по определению динамического коэффициента:

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\lambda^2})^2 + 4 \frac{r^2}{\omega^2} \frac{\omega^2}{\lambda^2}}} \quad (1)$$

где $\omega, \text{с}^{-1}$ – круговая частота;

$\lambda, \text{с}^{-1}$ – собственная частота колебаний;

r – коэффициент внутреннего сопротивления материала.

По мере удаления от резонанса, данный коэффициент практически не влияет на результаты амплитуды колебаний. Поэтому, для учета потери энергии в системе был введен коэффициент демпфирования равный 0,01. Расчетная схема валопровода приведена на рисунке 4. Пунктирные линии на схеме отображают размеры и количество конечных элементов сетки.



Рисунок 4 – Расчетная схема валопровода

Амплитудно-частотная характеристика изгибных колебаний валопровода вычислена в диапазоне от 0 Гц до 30 Гц, и приведена на рисунке 5. Очевидно, что наибольшая амплитуда изгибных колебаний достигается в первой резонансной частоте. Поскольку первый тон колебаний является основной формой, концентрация энергии в которой наиболее высока, а деформации происходят с минимальным количеством узлов, в которых отсутствует перемещения.

Особое внимание уделено результатам при частоте 26,7 Гц, соответствующей максимальной частоте вращения вала. В данном режиме гребной винт работает в двухфазной среде. Согласно расчетам, максимальный изгибающий момент возникает в районе установки кормового подшипника скольжения, и составляет - 7,9 кН·м. Результаты расчета амплитуды изгибающих моментов приведены на рисунке 6.

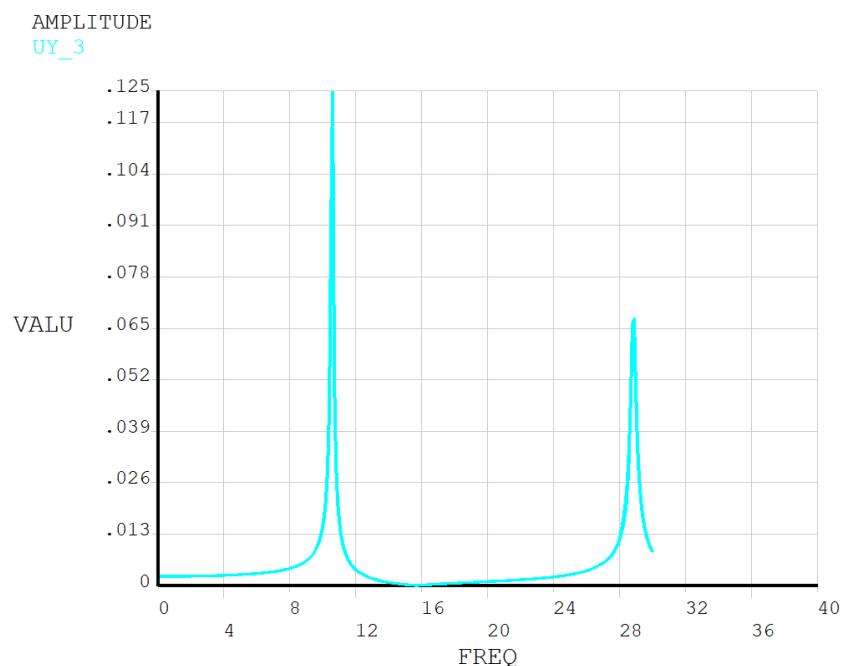


Рисунок 5 – Амплитудно-частотная характеристика

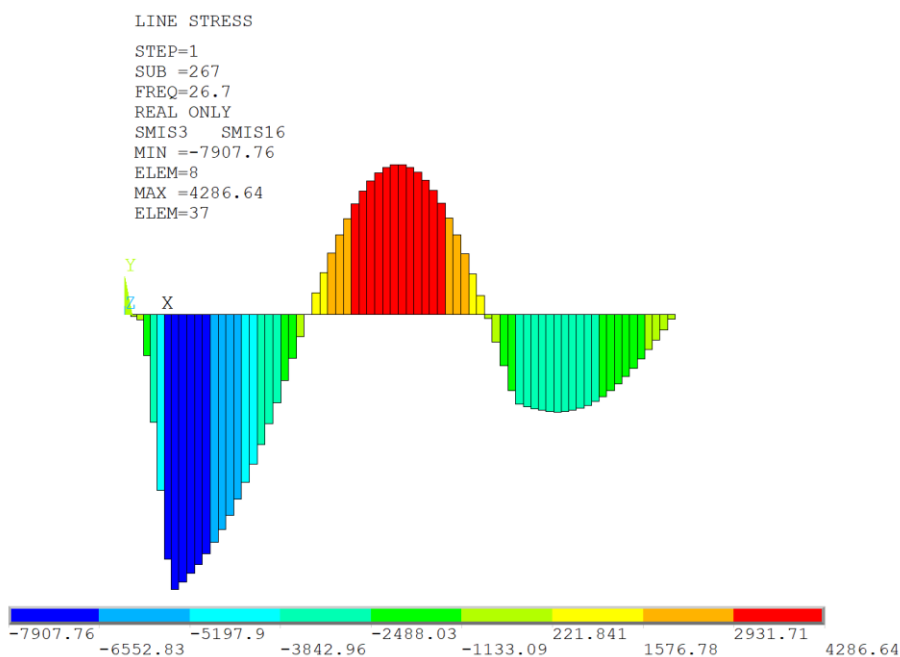


Рисунок 6 – Амплитуды изгибающих моментов

Заключение

Данная работа, носит исследовательский характер и не является окончательно завершенной. Результаты величины амплитуды моментов являются достаточно большими и вызывают обеспокоенность в обеспечении усталостной прочности валопровода. Также возникает необходимость проверки прочности подшипников скольжения. Для получения целостной картины напряженно-деформируемого состояния валопровода от действия периодической нагрузки, создаваемой винтом, следует определить неравномерность нагрузки даже в условиях полного погружения с помощью методов вычислительной гидродинамики. Однако на данном этапе можно сделать вывод, что работа ЧПГВ в

условиях двухфазной среды, создает повышенные боковые и вертикальные силы на лопастях, потенциально снижающие долговечность валопровода.

Список литературы:

1. Российское Классификационное Общество. Правила классификации и постройки судов. Москва. 2022 – 1506 с;
2. Российский Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки высокоскоростных судов. Санкт-Петербург. 2023 -123 с;
3. Басин А.М., Миниович И.Я. Теория и расчет гребных винтов. Ленинград, изд-во «СУДПРОМГИЗ» 1963 г- 751 с;
4. Вибрация судов: учеб. пособие для студ. оч. и заоч. обуч. / С.Н. Гирин, И.И. Трянин. – Н. Новгород: Изд-во ФБОУ ВПО «ВГАВТ», 2013 -108 с.

