СУДОСТРОЕНИЕ, СУДОРЕМОНТ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ СУДНА

SHIPBUILDING, SHIP REPAIR AND ECOLOGICAL SAFETY OF THE SHIP

УДК 629.12
DOI: 10.37890/jwt.vi82.564

Анализ теоретических и экспериментальных методов определения параметров колебаний судовых пропульсивных установок

С.Н. Гирин
ORCID: 0009-0001-3741-8502
Н.Г. Зябко
ORCID: 0009-0007-6540-0629
Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Крутильным и изгибным колебаниям судовых валопроводов, а также коленчатых валов двигателей посвящены многочисленные исследования разных авторов, кроме того, параметры крутильных колебаний нормируются Классификационными органами, однако следует признать, что разрушения судовых валопроводов являются довольно частым явлением в настоящее время, следовательно, проблема остается актуальной. Значительный вклад в разработку теории собственных и вынужденных крутильных колебаний валопроводов был сделан профессором В.П. Терских. С использованием его алгоритма была создана программа для ЭВМ, которая нашла широкое применение в выполнении практических расчетов в нашей стране. Метод определения собственных частот и соответствующих им форм колебаний, предложенных В.П. Терских, является приближенным, и авторам не известны работы, посвященные анализу точности метода. С этой целью в настоящей статье выполнен сравнительный анализ результатов расчета собственных крутильных колебаний пропульсивной установки судна на подводных крыльях «Комета-120М» проекта 23160, полученных по методу В.П. Терских и с помощью программного комплекса «ANSYS», который показал, что для первых пяти тонов имеется хорошее совпадение, однако для высших тонов результаты существенно отличаются. Крутильные колебания не являются основной причиной разрушения судовых валопроводов, в большей степени здесь сказывается влияние нормальных напряжений, вызванных изгибными колебаниями. Изгибные колебания судовых валопроводов зависят от целого ряда факторов, которые трудно поддаются количественному теоретическому анализу. В этой связи важную роль играют экспериментальные исследования напряженного состояния материала валопровода при его работе в составе судовой пропульсивной установки. В статье приводятся результаты измерений напряженного состояния одного из судов.

Ключевые слова: Судовая пропульсивная установка, валопровод, крутильные колебания, собственные частоты, методы определения, изгибные колебания, нормальные и касательные напряжения, эксперимент.

Analysis of theoretical and experimental methods of determining vibration parameters of ship propulsion systems

Stanislav N. Girin
ORCID: 0009-0001-3741-8502
Natalya G. Zyabko
ORCID: 0009-0007-6540-0629
Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. Torsional and bending vibrations of ship shafts, as well as crankshafts of engines are devoted to numerous studies by different authors, moreover, the parameters of torsional vibrations are standardized by Classification Bodies, but it should be recognized that the destruction of ship shafts is quite a frequent phenomenon at present, therefore, the problem remains relevant. A significant contribution to the development of the theory of natural and forced torsional vibrations of shafts was made by Professor V.P. Terskikh. Using his algorithm, a computer program was created, which was widely used in practical calculations in our country. The method of determination of natural frequencies and corresponding vibration forms proposed by V.P. Terskikh is approximate, and the authors are not aware of any works devoted to analyzing the accuracy of the method. For this purpose in the present article a comparative analysis of the results of calculation of torsional natural vibrations of the propulsion system of the hydrofoil vessel "Comet-120M" of the project 23160, obtained according to the method of V.P. Terskikh and with the help of the software complex "ANSYS" is carried out, which showed that for the first five tones there is a good coincidence, but for the higher tones the results are significantly different. Torsional oscillations are not the main cause of ship shafting failure, the influence of normal stresses caused by bending oscillations has a greater effect here. Bending vibrations of ship shafts depend on a number of factors that are difficult to quantitatively theoretically analyze. In this connection, experimental studies of the stress state of the shafting material during its operation as part of a ship propulsion system play an important role. The article presents the results of measurements of the stress state of one of the vessels.

Keywords: Ship propulsion system, shafting, torsional vibrations, natural frequencies, methods of determination, bending vibrations, normal and tangential stresses, experiment.

Введение

Теоретические и экспериментальные исследования крутильных колебаний судовых пропульсивных установок предусматриваются требованиями Правил Российского Классификационного Общества [1] и Руководством [2]. ФГБОУ ВО «ВГУВТ» имеет свидетельство РКО на право выполнения расчетов и проведения экспериментальных исследований параметров крутильных колебаний.

Анализ разрушения гребных валов [3] показал, что при определенном сочетании амплитуд нормальных и касательных напряжений в судовых валопроводах накапливаются усталостные повреждения, которые могут привести к разрушению валов. Особую опасность с точки зрения усталостной прочности материала судовых механизмов представляют резонансные зоны вращения валов, когда гармоники различных порядков изменения возмущающих моментов совпадают с собственными частотами колебаний вращающихся деталей механизмов. В этом случае наблюдается резкий рост амплитуд изменения напряжений, и разрушение вала может произойти за короткий промежуток времени (в течение одной навигации).

Расчет крутильных колебаний сводится к решению двух задач: задачи о собственных колебаниях и задачи о вынужденных колебаниях. Решению отмеченных задач посвящено много исследований, однако авторы статьи видят свою задачу в выборе достаточно простой методики расчета крутильных колебаний и средств инструментального контроля напряжений в судовых валопроводах.

Статистика повреждений судовых валопроводов подтверждает актуальность поставленной задачи и ее практическое значение.

Как показывает анализ, при определении параметров крутильных колебаний системы судовых валопроводов и двигателя внутреннего сгорания, наиболее трудоемкой задачей является определение собственных частот и соответствующих им форм свободных крутильных колебаний. Располагая этими данными, вычислить параметры вынужденных колебаний сравнительно не сложно. Поэтому, основное внимание авторами статьи было уделено задаче собственных колебаний.

Проблема собственных частот при крутильных колебаниях

В настоящее время общепринятой моделью для вычисления собственных частот крутильных колебаний судовых механизмов является стержневая система, состоящая из участков с точечными массами по концам участка. На рисунке 1 показана схема участка y - y+1 с податливостью $e_{y,y+1}$ и моментами инерции вращения точечных масс по концам участка θ_y и θ_{y+1}.

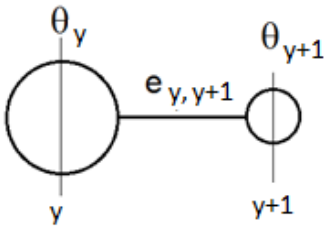

Рис. 1. Расчетная схема участка вала

В качестве точечных масс, обладающих моментами инерции вращения, рассматривают элементы кривошипно-шатунного механизма, маховик двигателя, соединительные муфты и гребной винт. В литературных источниках приводятся рекомендации по вычислению значений моментов инерции указанных элементов движительного комплекса судна [4].

Ниже представлены формулы (1)-(3) момента инерции для цилиндрического участка детали, крутильной податливости и момента сопротивления цилиндрического участка вала. Также представлены формулы (4)-(6) для соответствующих безразмерных величин.

Для цилиндрического участка детали момент инерции определяется по формуле

$$\theta = \frac{\pi \cdot \gamma}{32 \cdot g} \cdot l \cdot d^4 \cdot \left(1 - \frac{\delta^4}{d^4}\right) = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot l \cdot d^4 \cdot \left(1 - \frac{\delta^4}{d^4}\right), \quad (1)$$

где γ – удельный вес материала детали;
g – ускорение силы тяжести;
ρ – плотность материала детали;
l – длина участка детали;
d – наружный диаметр детали;
δ – внутренний диаметр детали.

Крутильная податливость участка вала определяется по формуле

$$e = \frac{32 \cdot l}{\pi \cdot G} \cdot \frac{1}{d^4 - \delta^4}, \quad (2)$$

где *l* – длина участка вала;
G – модуль сдвига материала вала;

d – наружный диаметр вала;
δ – внутренний диаметр вала.
Момент сопротивления участка вала определяется по формуле

$$W_{y,y+1} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot \left(1 - \frac{\delta^4}{d^4}\right). \quad (3)$$

Безразмерный момент инерции детали определяется по формуле

$$J_y = \theta_y \cdot \frac{i^2}{\theta_0}, \quad (4)$$

где θ_y – момент инерции массы системы;
i – передаточное отношение в реверс-редукторе;
θ_o – постоянная системы.

Безразмерная величина податливости участка системы определяется по формуле

$$E_{y,y+1} = \frac{e_{y,y+1}}{e_0 \cdot i^2}, \quad (5)$$

где $e_{y,y+1}$ – податливость участка системы;
e_o – постоянная системы.
Относительный момент сопротивления в каждом участке системы определяется по формуле

$$a_{y,y+1} = e_0 \cdot i \cdot W_{y,y+1}, \quad (6)$$

где $W_{y,y+1}$ – момент сопротивления участков валопровода (по минимальному диаметру).

Методы расчета свободных крутильных колебаний

В настоящее время имеется несколько методов определения собственных частот и соответствующих им форм свободных крутильных колебаний. В нашей стране большое распространение получил метод профессора В.П. Терских, подробно изложенный в монографии [5]. В соответствии с этим методом разработана программа для ЭВМ «ResVib» [6], которая широко используется в практических расчетах. К сожалению, «ВГУВТ» не располагает этим компьютерным приложением.

Вместе с тем, в инженерной практике в настоящее время активно применяются компьютерные программные комплексы, основанные на методе конечных элементов (МКЭ). Как известно, такие комплексы позволяют решать широкий круг задач, в том числе и задачи свободных и вынужденных колебаний.

В настоящей статье рассматривается возможность применения для определения собственных частот и соответствующих им форм свободных крутильных колебаний одного из таких программных комплексов – «ANSYS».

В качестве тестовых задач рассмотрим однопролетный стержень с различными видами закрепления и дисками на концах.

Аналитический метод основан на решении дифференциального уравнения, которое для свободных колебаний круглого стержня имеет вид [7]-[9]

$$G \cdot I_p \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} - I_m \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = 0, \quad (7)$$

где I_p – момент инерции поперечного сечения стержня при скручивании;
I_m – погонный момент инерции масс относительно центра скручивания.

Решение уравнения (7) можно искать в виде

$$\phi = \sum_j f_j(x) \cdot \sin(\lambda_j t + a_j). \quad (8)$$

Подстановка (8) в (7) дает уравнение

$$G \cdot I_p \cdot f_j'' + \lambda_j^2 \cdot I_m \cdot f_j = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) имеет вид

$$f_j(x) = A_j \cdot \sin\left(\mu_j \cdot \frac{x}{l}\right) + B_j \cdot \cos\left(\mu_j \cdot \frac{x}{l}\right), \quad (10)$$

где $\mu_j = l \cdot \lambda_j \cdot \sqrt{\frac{I_m}{G \cdot I_p}}$, откуда $\lambda_j = \frac{\mu_j}{l} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{I_m}}$.

Произвольные постоянные A_j и B_j в уравнении (10) находятся из граничных условий.

В таблице 1 выполнено сопоставление решений, полученных с помощью программного комплекса «ANSYS», с аналитическими решениями, полученными на основе исходного дифференциального уравнения.

Таблица 1

Сопоставление частот свободных крутильных колебаний, Гц

Стальной стержень длиной 1 м с круглым поперечным сечением	Тон	Вид решения		Расхождение, %
		ANSYS (МКЭ)	аналитическое решение	
Безопорный стержень	1	1565,2	1565,0	0,01
	2	3130,4	3129,9	0,02
Консольный стержень	1	782,6	782,4	0,03
	2	2347,8	2347,5	0,01
Безопорный стержень с диском	1	1140,0	1146,4	0,56
	2	2534,0	2541,6	0,30
Консольный стержень с диском	1	429,0	429,0	0,00
	2	1706,0	1693,0	0,77
Безопорный стержень с двумя дисками	1	1141,0	1129,0	1,06
	2	2376,0	2363,0	0,55
	3	3722,0	3737,0	0,40
	4	5147,0	5182,0	0,68

Как видно, результаты тестовых задач для однопролетного стержня с различными видами закрепления и дисками на концах совпадают с высокой степенью точности. Это позволяет сделать вывод о возможности использовать комплекс «ANSYS» для решения задач собственных крутильных колебаний судовых механизмов.

Расчет частот свободных колебаний валопровода в программном комплексе «ANSYS» может быть выполнен с применением современной оболочки «Workbench» в расчетном модуле «Modal» и в классическом интерфейсе «ANSYS APDL».

К сожалению, несмотря на современный интерфейс оболочки «Workbench», расчетный модуль «Modal» из необходимого перечня результатов для деформации кручение позволяет получить только частоты свободных колебаний и визуализацию формы колебаний.

В «ANSYS APDL», кроме частот свободных колебаний и визуализации их формы, можно получить в графическом и табличном виде эпюры скручивающих моментов и относительных углов закручивания. Используя табличные значения эпюр при помощи «Excel», выполняя численное интегрирование функции относительных углов закручивания, можно получить функцию углов закручивания вала или функцию формы. Экстремумы на эпюрах скручивающих моментов точно указывают на положение узловых точек форм колебаний.

Расчет свободных крутильных колебаний валопроводов судовой пропульсивной установки судна на подводных крыльях «Комета-120М» проекта 23160

Расчет свободных крутильных колебаний системы (ККС) валопровода пропульсивной установки в программном комплексе «ANSYS» выполнен на основании данных, представленных в документе [10], в котором представлен расчет ККС этого валопровода по методу Терских.

Крутильная схема судовой пропульсивной установки представлена на рисунке 2 [10]. На схеме приведены безразмерные моменты инерции масс и безразмерные податливости участков вала диаметром d между этими массами.

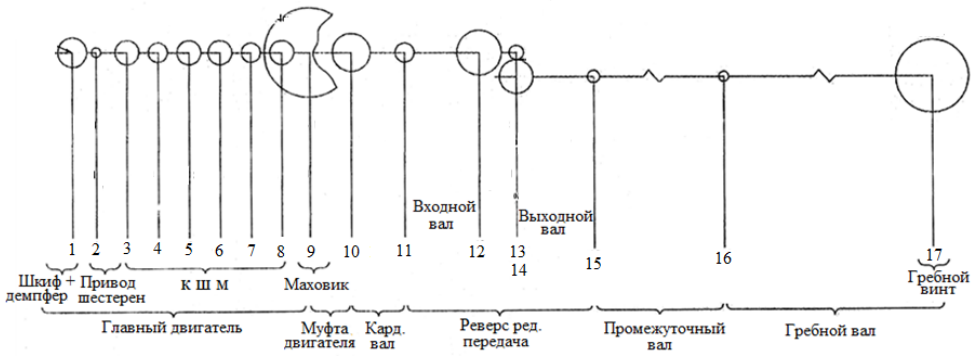

Рис. 2. Расчетная схема ККС валопровода судовой пропульсивной установки судна на подводных крыльях «Комета-120М» проекта 23160

При сохранении величин безразмерных моментов инерции масс и податливостей участков вала между ними, приведенных на рисунке 2, на основании формул (1)-(6) получены диаметры дисков D (толщина диска принята 0,01 м) и длины участков вала между ними *l*. На основании полученных длин и диаметров, в программном комплексе «ANSYS» создана стержневая конечно-элементная модель, представленная на рисунке 3.

Рис. 3. Конечно-элементная модель валопровода судовой пропульсивной установки судна на подводных крыльях «Комета-120М» проекта 23160

Расчет частот свободных колебаний валопровода в программном комплексе «ANSYS» выполнен с применением «ANSYS APDL».

Сопоставление частот свободных колебаний валопровода, вычисленных в программном комплексе «ANSYS», с результатами, полученными по методу Терских [10], представлено в таблице 2.

Таблица 2

Сопоставление частот свободных крутильных колебаний, Гц, валопровода СПК «Комета-120М»

Форма колебаний	Номер тона	Вид решения		Расхождение, %
		ANSYS APDL (МКЭ)	метод Терских	
Одноузловая	1	14,03	15,03	6,65
Двухузловая	2	28,62	28,25	1,30
Трехузловая	3	123,50	116,20	6,28
Четырехузловая	4	145,92	152,60	4,38
Пятиузловая	5	148,91	155,23	4,07
Шестиузловая	6	298,54	393,93	24,22
Семиузловая	7	375,44	486,68	22,86

Сопоставление нормированных графиков форм свободных колебаний, построенных на основании расчетов в «ANSYS APDL» и на основании расчетов по методу Терских [10], представлено на рисунках 4-6.

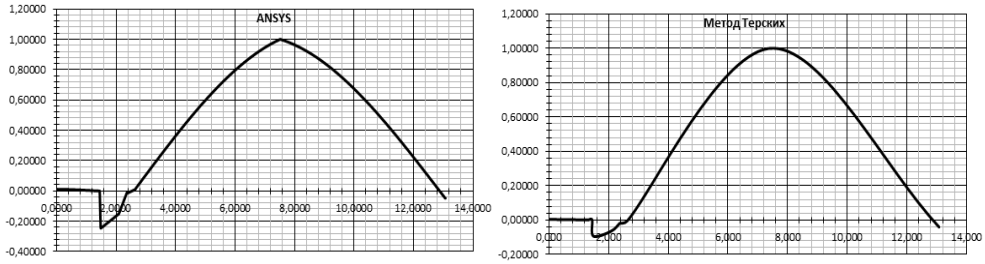

Рис. 4. Трехузловая форма колебаний

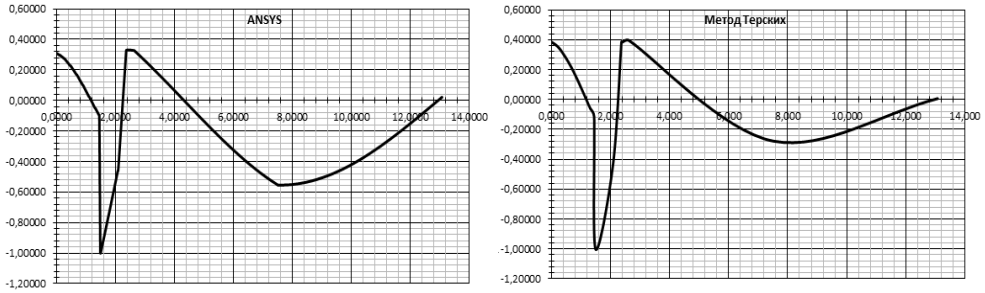

Рис. 5. Четырехузловая форма колебаний

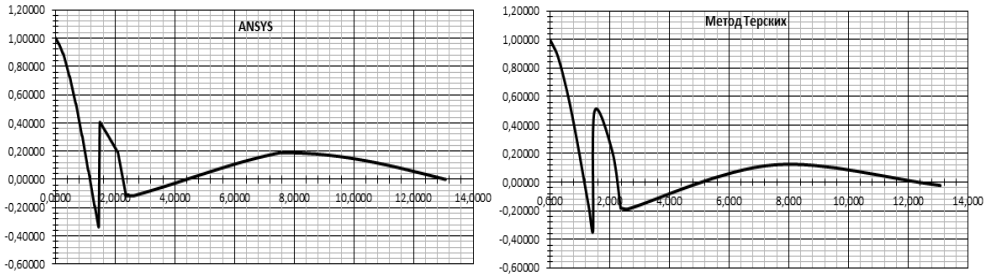

Рис. 6. Пятиузловая форма колебаний

Как следует из таблицы 2, а также сопоставления графиков (см. рисунки 4-6), имеется удовлетворительное совпадение результатов первых пяти собственных частот и соответствующих им форм колебаний, полученных в отчете [10] методом профессора В.П. Терских, и вычисленных с использованием программного комплекса «ANSYS». Для шестой и седьмой частоты имеется значительное расхождение, при этом метод Терских дает завышенное значение частот, что, по-видимому, свидетельствует о недостаточной точности метода для вычисления частот высших тонов.

Экспериментальные методы измерения параметров крутильных колебаний

Наряду с расчетными, не меньший интерес вызывают экспериментальные методы определения параметров крутильных колебаний.

Измерение параметров крутильных колебаний осуществляется торсиографированием или тензометрированием. При торсиографировании определяются амплитуды колебаний масс, а при тензометрировании – напряжения в валах.

Современные системы тензометрирования позволяют выполнять измерения напряжений на вращающихся валах с высокой точностью и одновременной передачей информации по радиоканалу на компьютер. Очень важно, что одновременно могут измеряться касательные напряжения от скручивания вала и нормальные напряжения, вызванные изгибными колебаниями вала, что позволяет дать оценку усталостной прочности вала [11], [12].

В качестве примера приведены результаты измерений изгибных и крутильных колебаний валопровода т/х ОТ-2429, выполненные в ноябре-декабре 2022 г в затоне АО «Борремфлот».

Датчики для измерения нормальных и касательных напряжений наклеивались на промежуточном валу вблизи опорного подшипника (рис. 7) и на гребном валу на выходе из дейдвудного устройства.

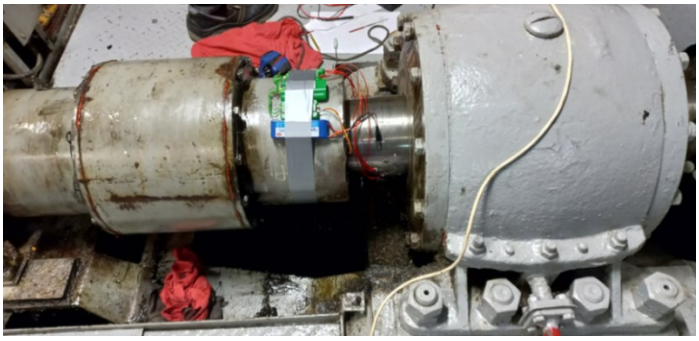

Рис. 7. Место наклейки датчиков вблизи опорного подшипника

Измерения производились с помощью аппаратуры фирмы ZETLAB при ступенчатом изменении числа оборотов двигателя от 150 до 300 об/мин.

Изгибные колебания

На рисунках 8 и 9 показаны записи процесса изменения нормальных напряжений на промежуточном и на гребном валу.

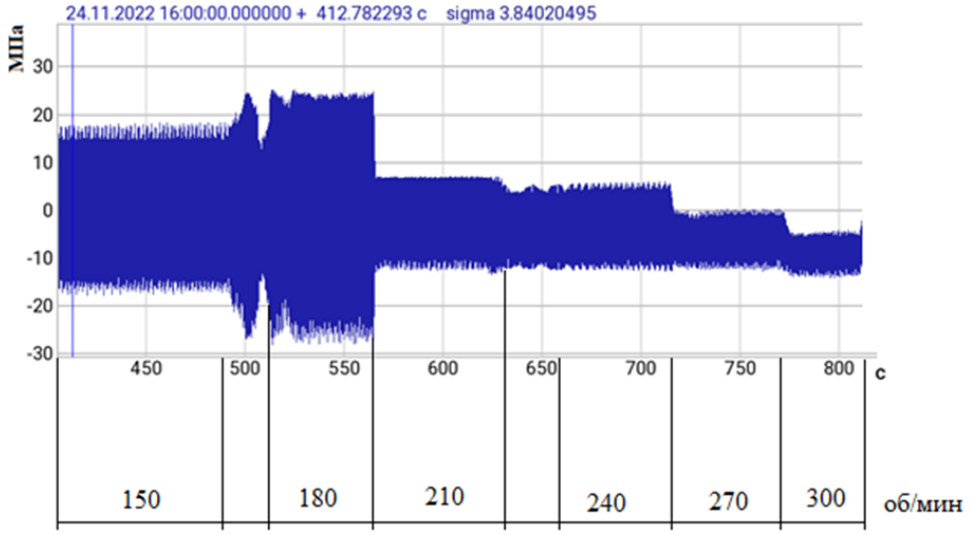

Рис. 8. Запись процесса изменения изгибных напряжений промежуточного вала

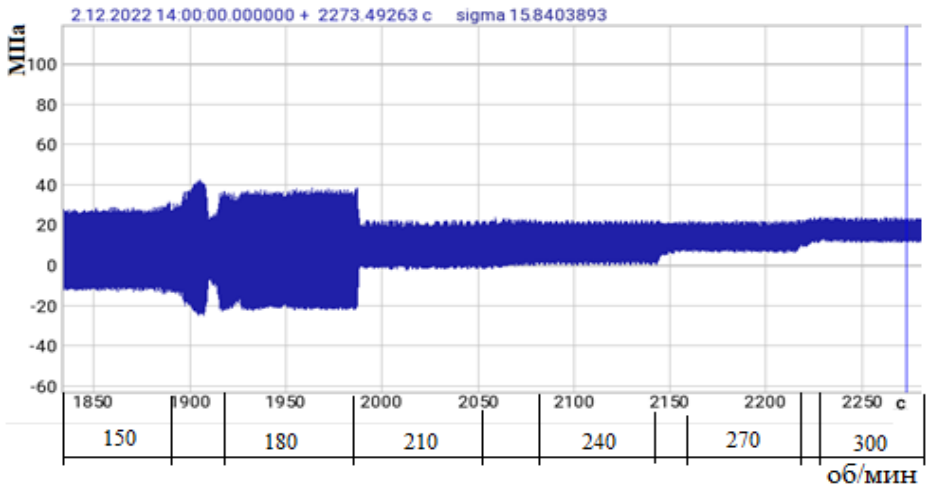

Рис. 9. Запись процесса изменения изгибных напряжений гребного вала

Крутильные колебания

На рисунках 10 и 11 показаны записи процесса изменения крутящего момента на промежуточном вале, полученные с использованием двух полумостов.

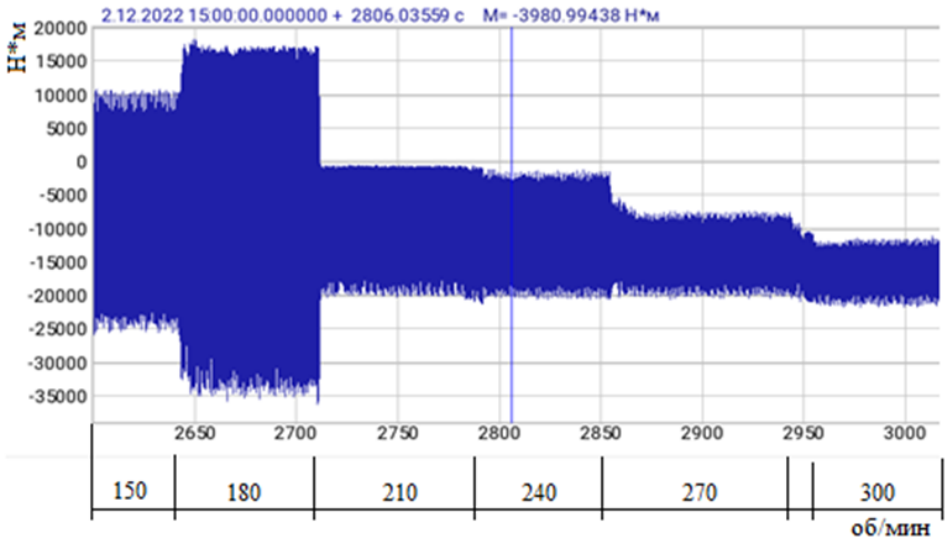

Рис. 10. Запись показаний крутящих моментов, Н*м по первому полумосту

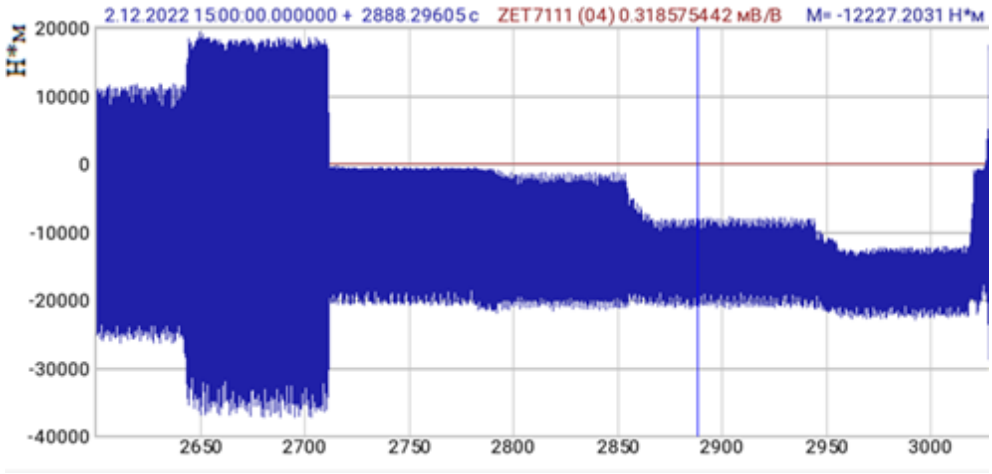

Рис. 11. Запись показаний крутящих моментов, Н*м по второму полумосту

Из представленных записей видно, как меняются амплитуды напряжений в зависимости от оборотов двигателя.

Например, при 180 об/мин наблюдается резкий рост амплитуд, что свидетельствует о резонансе. Выполненный анализ нормальных и касательных напряжений показал, что в этом случае имеется опасность усталостных разрушений валопровода при длительной работе двигателя на этом режиме. Опыт эксплуатации этих теплоходов это подтверждает.

Заключение

В данной статье показано, что программный комплекс «ANSYS», основанный на методе конечных элементов, может быть использован для решения практических задач определения собственных частот и соответствующих им форм крутильных

колебаний судовых валопроводов, однако для получения графиков форм требуется дополнительная обработка полученных результатов.

На основании материалов, представленных в данной статье, можно заключить, что силами сотрудников ФГБОУ ВО «ВГУВТ» могут решаться задачи определения параметров свободных и вынужденных крутильных колебаний расчетным методом с последующим измерением амплитуд касательных напряжений, вызванных этими колебаниями. Одновременное измерение касательных и нормальных напряжений в валах позволит давать заключения об опасности усталостного разрушения валов.

Список литературы

1. Российское Классификационное Общество. Правила (в 5-и томах). Т.3, 2019.- 424 с.
2. Российское Классификационное Общество. Расчет и измерение крутильных колебаний валопроводов и агрегатов. Руководство Р.009-2004. М.: 2016. – 100 с.
3. Гирин С.Н., Матвеев Ю.И. Анализ поломки гребного вала теплохода «ЭЛАНД» // Научные проблемы водного транспорта. – Н. Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «ВГАВТ», 2022. – № 71(2). – с.15–28.
4. Румб В.К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов: учебник /В.К. Румб; СПбГМТУ.- СПб, 2008.- 298 с.
5. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок, т.1-4, Приложение. – Л.: Судостроение, 1969. - 1971.
6. Компьютерное приложение «ResVib версия 2» - Расчет резонансных крутильных колебаний, принято к сведению ГУ РС письмом №313-42-20878 от 29.01.2019 г.
7. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 3. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.
8. Тимошенко С.П. Теория колебаний в инженерном деле. – М.: Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. – 344 с.
9. Гирин С.Н., Трянин И.И. Вибрация судов: учеб. пособие.- Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВПО «ВГАВТ», 2013.- 108 с.
10. Л7601-024-001РР «Расчет крутильных колебаний валопроводов судовой пропульсивной установки».
11. Гирин С.Н., Матвеев Ю.И. Оценка качества центровки судовых валопроводов с учетом напряженного состояния материала // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. – Спб.:, РМРС, 2023. – №72/73. – с.59-67.
12. Гирин С.Н. Использование тензометрирования при центровке и оценке прочности судовых валопроводов // Всероссийская научно-техническая конференция по строительной механике корабля «Памяти академиков-кораблестроителей», посвященная 160-летию со дня рождения Алексея Николаевича Крылова и 140-летию со дня рождения Юлиана Александровича Шиманского 20-21 декабря 2023 г. Тезисы докладов. Спб., 2023.- с.55-56.

References

1. Russian Classification Society. Rules (in 5 volumes). Vol.3, 2019.- 424 p.
2. Russian Classification Society. Calculation and measurement of torsional vibrations of pipelines and aggregates. Manual p.009-2004. Moscow: 2016. – 100 p.
3. Girin S.N., Matveev Yu.I. Analysis of the breakdown of the propeller shaft of the ship "ELAND" // Scientific problems of water transport. – N. Novgorod: Publishing house FGOU VPO "VGAVT", 2022. – № 71(2). – pp.15-28.
4. Rumb V.K. Durability marine equipment. Design and calculations of the strength of marine shaft pipelines: textbook / V.K. Rumb; SPbGMTU.- St. Petersburg, 2008. - 298 p.
5. Terskikh V.P. Torsional vibrations of the shaft pipeline of power plants, vol.1-4, Appendix. - L.: Sudostroenie, 1969. – 1971.
6. Computer application "ResVib version 2" - Calculation of resonant torsional vibrations, noted by the State Duma of the RS by letter No. 313-42-20878 dated 29.01.2019.
7. Strength, stability, fluctuations. The handbook is in three volumes. Volume 3. Edited by I.A. Birger and Ya.G. Panovko. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 567 p.
8. Timoshenko S.P. Theory of oscillations in engineering. Moscow: State Technical and Theoretical Publishing House, 1934. 344 p.

9. Girin S.N., Tryanin I.I. Vibration of ships: textbook. stipend.- N. Novgorod: Publishing house of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education "VGAVT", 2013.- 108 p.
10. L7601-024-001RR "Calculation of torsional vibrations of shipboard propulsion system shafts".
11. Girin S.N., Matveev Yu.I. Assessment of the alignment quality of ship's shaft pipelines, taking into account the stress state of the material // Scientific and Technical collection of the Russian Maritime Register of Shipping. – St. Petersburg:, RMRS, 2023. – No. 72/73. – pp.59-67.
12. Girin S.N. The use of strain gauges in centering and assessing the strength of ship shaft pipelines // All-Russian Scientific and Technical Conference on ship construction mechanics "In memory of Shipbuilders", dedicated to the 160th anniversary of the birth of Alexei Nikolaevich Krylov and the 140th anniversary of the birth of Julian Alexandrovich Shimansky on December 20-21, 2023. Abstracts of reports. St. Petersburg, 2023, pp.55-56.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ/ INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Гирин Станислав Николаевич, к.т.н., профессор, профессор кафедры теории конструирования инженерных сооружений, Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: girin.sn@vsuwt.ru

Stanislav N. Girin, Ph.D. in Engineering Science, Professor, Professor of the Department of Theory of Engineering Constructions, Volga State University of Water Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod, 603951, e-mail: girin.sn@vsuwt.ru

Зябко Наталья Германовна, доцент кафедры теории конструирования инженерных сооружений, Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: natalyazyabko@yandex.ru

Natalya G. Zyabko, associate professor of the Department of Theory of Engineering Constructions, Volga State University of Water Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod, 603951, e-mail: natalyazyabko@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 20.01.2025; опубликована онлайн 20.03.2025.
Received 20.01.2025; published online 20.03.2025.