

MODELING THE DEADWOOD BEARINGS WEAR SURFACE BY OPTICAL SCANNING

G. A. Kushner, V. A. Mamontov, D. A. Volkov

Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation

The development of a methodology for modeling the wear surface of deadwood bearings based on optical scanning is considered in the paper. It is noted that the deadwood bearings of the ship's shaft line wear out unevenly during operation, which affects the stress-strain state of the shaft and the system parameters responsible for the occurrence of resonance of transverse, torsional and longitudinal vibrations. The methodology and results of an experimental study of bearing wear surfaces are presented. The applied optical scanning scheme makes it possible to obtain high-precision digital models of objects due to synchronous shooting of an object with two cameras. The measurement results are obtained by processing with specialized software. The results obtained are an addition to the methodology for determining the elastic force acting on the shaft from the side of a bearing that is unevenly worn along the length with a non-constant gap. Based on the obtained wear values, a solid-state model is constructed and the natural frequencies of transverse, torsional and longitudinal vibrations are determined. For the constructed model, the forms of natural oscillations for practically significant frequencies are obtained. It is noted that bearing wear affects not only the displacement of the natural frequencies values, but also the oscillations shape. The impact of the wear of the aft bearing on the bearing capacity of the shaft line, taking into account the contact interaction, is evaluated. The simulation has shown that the bearing wear surface forms an area of increased contact pressures that arise from the impact of the propeller shaft. Analysis of the propeller shaft tip has revealed the presence of an area of increased concentration of equivalent stresses formed at the place of bearing wear formation. The proposed method of modeling the deadwood bearings wear allows us to evaluate its effect on the magnitude of the displacement of natural frequencies and the change in the bearing capacity of the shaft line. The results obtained in this work are an addition to the existing calculations in the design and evaluation of the ship's power plant reliability.

Keywords: ship shaft line, wear of deadwood bearings, 3-D scanning, wear surface, modal analysis, stress-strain state.

For citation:

Kushner, Guriy A., Victor A. Mamontov, and Dmitry A. Volkov. "Modeling the deadwood bearings wear surface by optical scanning." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.1 (2023): 82–92. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-1-82-92.

УДК 629.5.035

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ИЗНОСА ДЕЙДВУДНЫХ ПОДШИПНИКОВ МЕТОДОМ ОПТИЧЕСКОГО СКАНИРОВАНИЯ

Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, Д. А. Волков

ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»,
Астрахань, Российская Федерация

Темой исследования является разработка методики моделирования поверхности износа кормовых дейдвудных подшипников на основе оптического сканирования. Отмечается, что дейдвудные подшипники судового валопровода в процессе эксплуатации изнашиваются неравномерно, что оказывает влияние на напряженно-деформированное состояние вала и параметры системы, отвечающие за возникновение резонанса поперечных, крутильных и продольных колебаний. Рассмотрены методика и результаты экспериментального исследования поверхностей износа подшипников. Примененная схема оптического сканирования позволяет получать высокоточные цифровые модели объектов за счет синхронной съемки объекта двумя камерами. Результаты измерений, полученные путем обработки специализированным программным обеспечением, являются дополнением методики определения силы упругости, действующей на вал со стороны

неравномерно изношенного по длине подшипника с непостоянным зазором. На основе полученных значений износа построена твердотельная модель и определены собственные частоты поперечных, крутильных и продольных колебаний. Для построенной модели получены формы собственных колебаний для практически значимых частот. Отмечено, что износ подшипника оказывает влияние не только на смещение значений собственных частот, но и на форму колебаний. Выполнена оценка влияния износа кормового подшипника на несущую способность валопровода с учетом контактного взаимодействия. Моделирование показало, что поверхность износа подшипника формирует область повышенных контактных давлений, возникающих в результате воздействия гребного вала. Анализ кормовой оконечности гребного вала позволил выявить наличие области повышенной концентрации эквивалентных напряжений, формируемых в месте формирования износа подшипника. Предложенная в работе методика моделирования износа дейдвудных подшипников позволяет оценить его влияние на величину смещения собственных частот и изменение несущей способности валопровода. Полученные в работе результаты являются дополнением к существующим расчетам при проектировании и оценке надежности судовой энергетической установки.

Ключевые слова: судовой валопровод, износ дейдвудных подшипников, 3-D сканирование, поверхность износа, модальный анализ, напряженно-деформированное состояние.

Для цитирования:

Кушнер Г. А. Моделирование поверхности износа дейдвудных подшипников методом оптического сканирования / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, Д. А. Волков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 1. — С. 82–92. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-1-82-92.

Введение (Introduction)

Работоспособность судового валопровода напрямую связана с характеристиками его опор — дейдвудных подшипников. По типу конструкций подшипников дейдвудные устройства бывают с подшипниками скольжения и качения. Чаще всего применяют дейдвудные устройства с подшипниками скольжения. Подшипники скольжения могут быть как с *неметаллическим антифрикционным слоем* (текстолиты, бакаут, древесно-слоистый пластик, резинометаллические и резиноэбонитовые сегменты, капрографит, капролон и различные композиты), так и с *металлическим на масляной смазке*, когда антифрикционный слой опорных подшипников изготовлен из баббита. Теме исследования условий эксплуатации подшипников посвящены многие отечественные и зарубежные работы [1]–[6].

Опыт эксплуатации и исследования дейдвудных подшипников из различных материалов свидетельствует о том, что капролоновые подшипники являются одними из наиболее износостойких неметаллических подшипников, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации. Альтернативой капролоновых подшипников для работы в воде под нагрузкой до 40 МПа могут являться только *эпоксидные углепластики горячего прессования*. При этом износ подшипников оказывает существенное влияние на устойчивость работы валопровода в процессе эксплуатации, изменяя параметры колебаний, а также вибрационные и теплотехнические параметры [7]–[11].

Следует отметить, что общим свойством всех эксплуатируемых антифрикционных вкладышей является их неравномерный износ по длине, приближенно описываемый полиномом четвертого порядка [12], и по окружности, вызванный кормовым опиранием гребного вала [7], [13]. Форма износа оказывает непосредственное влияние на распределение нагрузки по поверхности подшипника, формируя области повышенных контактных давлений, возникающих от воздействия гребного вала на подшипник и приводящих к последующему ускоренному износу [14]. Неравномерность износа также оказывает влияние на напряженно-деформированное состояние гребного вала, в особенности на ряд параметров системы, отвечающих за возникновение резонанса поперечных, крутильных и продольных колебаний, приводящих к износу и повреждениям элементов судовой энергетической установки.

Целью исследования является разработка методики математического моделирования поверхности износа кормовых дейдвудных подшипников. Методика моделирования на основе оптического сканирования позволяет использовать результаты измерений при проектировании, а также является основой для прогностических расчетов показателей надежности системы.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Для изучения поверхностей износа натуральных капролоновых кормовых дейдвудных подшипников было проведено экспериментальное исследование с использованием оптического 3D-сканера, работающего по технологии использования структурированного подсвета. Данное устройство, официально одобренное в качестве измерительного прибора Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии, позволяет при различных значениях заданного рабочего расстояния обеспечить точность измерений до 40 мкм и 3D-разрешение до 0,06 мм со сшивкой по геометрии модели на поворотном столе. Объектом исследований являлась выборка из кормовых капролоновых цельных бесфланцевых подшипников (тип I исполнение 1) для мелководных и загрязненных абразивными частицами водоемов. Подшипники, изготовленные согласно ОСТ5.4183, отработали во внутренних водоемах от двух до четырех лет в условиях нормальной эксплуатации *без подплавления*. Измерения проводились с предварительной выдержкой дейдвудных подшипников при температуре 25 °С в течение более 12 ч.

Элементы сканирования представлены на рис. 1, показан закрепленный на поворотном столе 1 капролоновый кормовой дейдвудный подшипник 2, на штативе 3 закреплено светодиодное проецирующее устройство 4, которое формирует поток излучаемого структурированного света, представляющий собой контрастный узор из черных и белых полос. Фиксация изображения осуществляется при помощи камер 5 и 6. Камеры, расположенные на фиксированном от дейдвудного подшипника расстоянии при помощи опоры 7, передают изображения в обработку программного обеспечения на компьютер пользователя, которое по искажениям полос формирует цифровую модель поверхности износа подшипника.

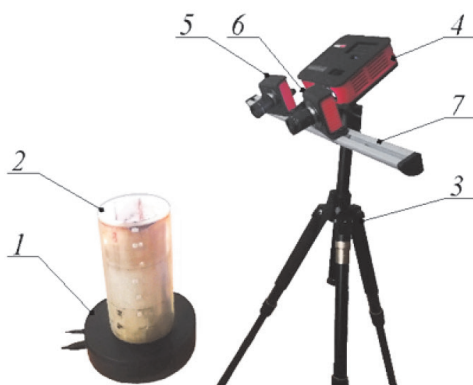


Рис. 1. Элементы сканирования поверхности износа дейдвудного подшипника

Примененная технология структурированного подсвета позволяет получать высокоточные цифровые модели объектов за счет синхронной съемки объекта двумя камерами, формирующими массив стереоизображений съемками объекта с разных ракурсов со структурными линиями подсветки. Полученный массив данных обрабатывается программным обеспечением, объединяясь в один отсканированный цифровой 3D-объект в виде облака точек, формирующих полигоны.

Результаты (Results)

Статистически обработанная цифровая модель внутренней поверхности дейдвудного подшипника, полученная методом оптического сканирования, приведена на рис. 2, а, на рис. 2, б — выбранная схема для интерпретации результатов. Основные параметры валопровода для построений: номинальный диаметр облицовки вала $d_b = 100$ мм, диаметр неизношенного подшипника $D_n = 101,2$ мм, монтажный диаметральный зазор $\delta_0 = 1,2$ мм, предельно допустимый диаметральный зазор в эксплуатации 3,5 мм, длина кормового подшипника $L = 285$ мм.

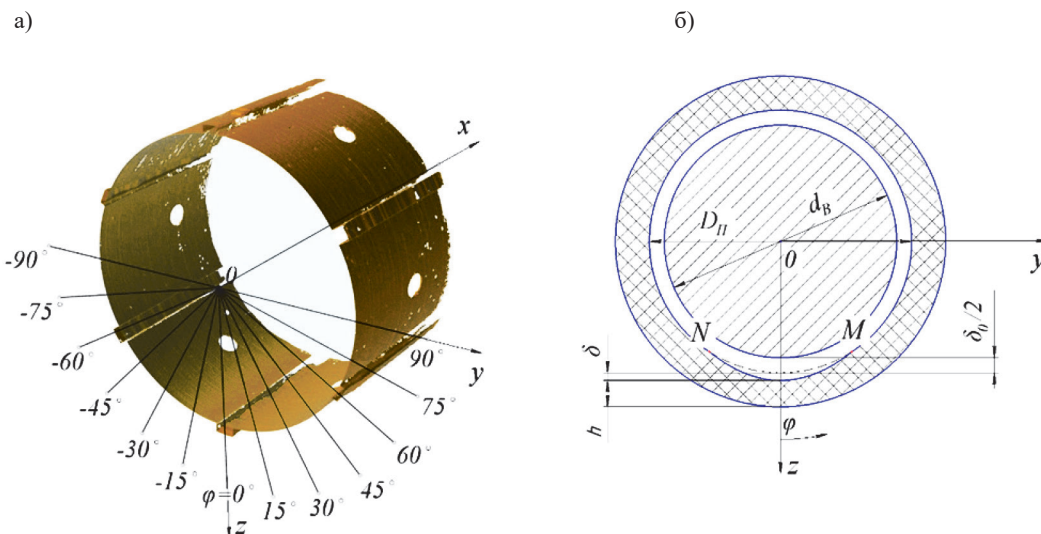


Рис. 2. Результаты сканирования кормового подшипника:
а — вид цифровой модели поверхности износа;
б — схема измерения размеров вала и подшипника

Результаты измерений, полученные путем обработки программным обеспечением ScanCenter NG и Fusion 360 (значения износа подшипника в отдельных точках), приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты измерений износа подшипника δ , мм

$\varphi, ^\circ$	x , мм											
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
-60	0											
-45	0,41	0,24	0,14	0								
-30	0,86	0,71	0,58	0,42	0,29	0,12	0,06	0				
-15	1,15	0,97	0,86	0,78	0,69	0,55	0,40	0,17	0,07	0		
0	1,74	1,54	1,49	1,42	1,32	1,18	1,04	0,83	0,59	0,24	0,10	0
15	1,26	1,03	0,95	0,86	0,75	0,60	0,43	0,17	0,10	0		
30	1,03	0,85	0,71	0,49	0,35	0,15	0,10	0				
45	0,62	0,47	0,29	0,13	0							
60	0											

Примечание. Пустые ячейки соответствуют нулевым значениям.

Полученные результаты измерений являются дополнением методики определения силы упругости, действующей на вал со стороны неравномерно изношенного по длине подшипника с непостоянным зазором [15]:

$$F = \frac{1}{r} \int_0^L dx \int_{\theta_N(x)}^{\theta_M(x)} Z(\theta, x, \delta) E_n(\theta, x) (r + d) \left((d \cos \theta + \sqrt{r^2 - d^2 \sin^2 \theta}) \cos \theta - d \right) d\theta,$$

где $r = d_B / 2$ — радиус сечения вала;

$\theta_M(x)$; $\theta_N(x)$ — угловые координаты точек M и N , являющихся границами контакта вдавленного вала и подшипника, определяемые переходом значения износа к нулевому значению;

$Z(\theta, x, \delta)$ — отношение величины осадки подшипника Δh (при вдавливании вала) к толщине антифрикционного слоя h ;

$E_n(\theta, x)$ — распределение модуля Юнга;

d — сумма радиального зазора при несмещенном вале и величины вдавливания вала в подшипник.

Для вычислений в системах автоматизированного проектирования полученный результат измерений можно представить в прямоугольной декартовой системе координат при помощи последовательности, приведенной в табл. 2 и реализованной в программе символьных вычислений Maple.

Таблица 2

Последовательность задания пространственных координат поверхности износа

№ п/п.	Этап	Программная реализация
1	Подключение пакета LinearAlgebra для работы с матрицами, задание точности вычислений с программными числами с плавающей запятой	<i>with(LinearAlgebra):</i> <i>Digits:=5;</i>
2	Задание переменной для перевода величин углов из градусов в радианы	<i>rad:=x->evalf(Pi/180*x);</i>
3	Формирование однострочных матриц <i>G</i> и <i>A</i> для угла φ	<i>G:=Matrix(1,9,[-60,-45,-30,-15,0,15,30,45,60]);</i> <i>A:=Matrix(1,9,[0,0,0,0,0,0,0,0,0]);</i>
4	Задание цикла для последовательного заполнения матрицы <i>A</i>	<i>for i from 1 to 9 do A[1, i]:=rad(G[1, i]) end do;</i>
5	Формирование однострочных матриц <i>X</i> , <i>Y</i> , <i>Z</i> для пространственных координат поверхности подшипника	<i>X:=Matrix(1,12,[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]);</i> <i>Y:=Matrix(1,9,[0,0,0,0,0,0,0,0,0]);</i> <i>Z:=Matrix(1,9,[0,0,0,0,0,0,0,0,0]);</i>
6	Заполнение матрицы координаты <i>X</i>	<i>dx:=10;</i> <i>for i from 0 to 8 do X[1, i+1]:=i*dx end do;</i>
7	Задание радиуса неизношенного подшипника	<i>r:=101.2/2;</i>
8	Формирование однострочной матрицы <i>M</i> , содержащей величину износа подшипника в выбранном сечении	<i>M:=Matrix(1,9,[0,0.41,0.86,1.15,1.74,1.26,1.03,0.62,0]);</i>
9	Задание циклов для заполнения матриц <i>Y</i> и <i>Z</i> с переходом от полярных координат к декартовым	<i>for i from 1 to 9 do Y[1, i]:=(r+M[1, i]) * sin(A[1, i]) end do;</i> <i>for i from 1 to 9 do Z[1, i]:=-(r+M[1, i]) * cos(A[1, i]) end do;</i>
10	Вывод пространственных координат точек поверхности износа (на примере кормовой оконечности подшипника при $x = 0$)	<i>[X[1,1], Y[1,1], Z[1,1]]; [X[1,1], Y[1,2], Z[1,2]];</i> <i>[X[1,1], Y[1,3], Z[1,3]];</i> <i>[X[1,1], Y[1,4], Z[1,4]]; [X[1,1], Y[1,5], Z[1,5]];</i> <i>[X[1,1], Y[1,6], Z[1,6]];</i> <i>[X[1,1], Y[1,7], Z[1,7]]; [X[1,1], Y[1,8], Z[1,8]];</i> <i>[X[1,1], Y[1,9], Z[1,9]];</i>

Приведенная в табл. 2 последовательность является основой для формализации и автоматизации этапа перехода к прямоугольной системе координат при задании поверхности износа подшипника.

Обсуждение (Discussion)

Определение частот собственных колебаний имеет существенное значение для несущей способности гребного вала при его проектировании. Особое внимание в расчетах уделяется колебаниям, поскольку работа валопровода в режиме резонанса недопустима. Методика моделирования позволяет использовать результаты измерений при проведении модального анализа, под которым понимается *задача определения собственных частот и форм собственных колебаний*.

На основе полученных значений координат точек определены собственные частоты колебаний системы вал — подшипники скольжения с зазором с использованием программного комплекса Fusion 360. Расчетная схема гребного вала предусматривает собственную массу вала m_0 , массу на консоли M_0 , моделирующую гребной винт, а также носовой и кормовой дейдвудные подшипники (рис. 3) с учетом следующих ограничений степени свободы: подшипники зафиксированы от пере-

мещений по осям и не вращаются, носовая оконечность вала имеет жесткую заделку у фланцевого соединения, взаимное расположение вала и подшипников определено зонами контакта в нижнем положении.

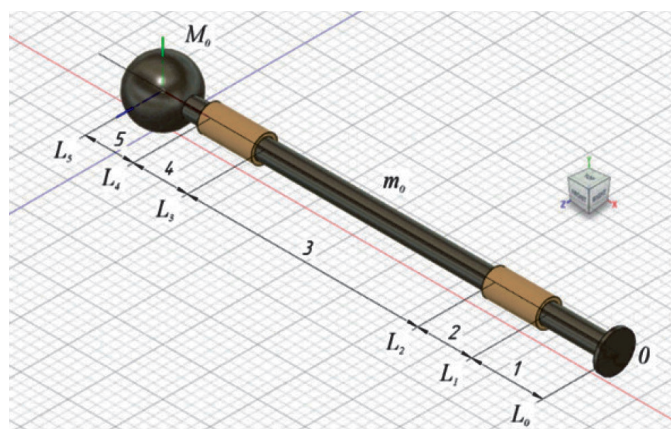


Рис. 3. Твёрдотельная модель гребного вала на подшипниках

Расчет собственных частот выполнен при значениях основных параметров, представленных в табл. 3, для физико-механических характеристик стали 35 и капролона.

Таблица 3

Исходные данные для задачи модального анализа

№ п/п.	Параметры	Значение
1	Длина гребного вала	2,54 м
2	Длины участков 1–5 гребного вала	1–0,355 м; 2–0,285 м; 3–1,215 м; 4–0,285 м; 5–0,400 м
3	Массы гребного винта и вала	$M_0 = 110$ кг; $m_0 = 160$ кг (63 кг/м)
4	Диаметр гребного вала	0,1 м
5	Модуль Юнга материала вала (сталь 35)	$2,06 \cdot 10^{11}$ Па
6	Модуль Юнга материала подшипника	$2,790 \cdot 10^9$ Па
7	Коэффициент Пуассона материала подшипника	0,44

Значения собственных частот, полученные для пяти различных вариантов контакта вала и кормового подшипника, приведены в первой графе табл. 4 (№ п/п.): 1 — подшипник не изношен и находится в состоянии поставки, зона контакта определена монтажным зазором; 2 — износ подшипника задан по результатам сканирования; 3–5 — увеличение значений износа на 30, 60 и 90 % соответственно.

Таблица 4

**Значения собственных частот колебаний
для различных вариантов контакта, Гц**

№ п/п.	Порядок колебаний											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	115,9	118,3	232,9	233,1	234,2	609,5	618,4	640,2	1016	1048,0	1077,0	1168,0
2	81,5	85,2	204,4	230,9	232,4	577,1	615,7	623,2	773,0	812,5	1083,0	1164,0
3	79,2	82,4	201,4	230,8	232,4	568,4	614,9	621,9	753,7	789,0	1084,0	1164,0
4	77,3	79,8	198,0	230,7	232,5	557,9	615,0	620,4	741,7	768,4	1078,0	1165,0
5	71,3	73,1	187,9	229,0	231,0	541,4	606,2	615,7	697,9	720,7	1068,0	1161,0

Формы собственных колебаний для первых двенадцати практически значимых частот приведены на рис. 4.

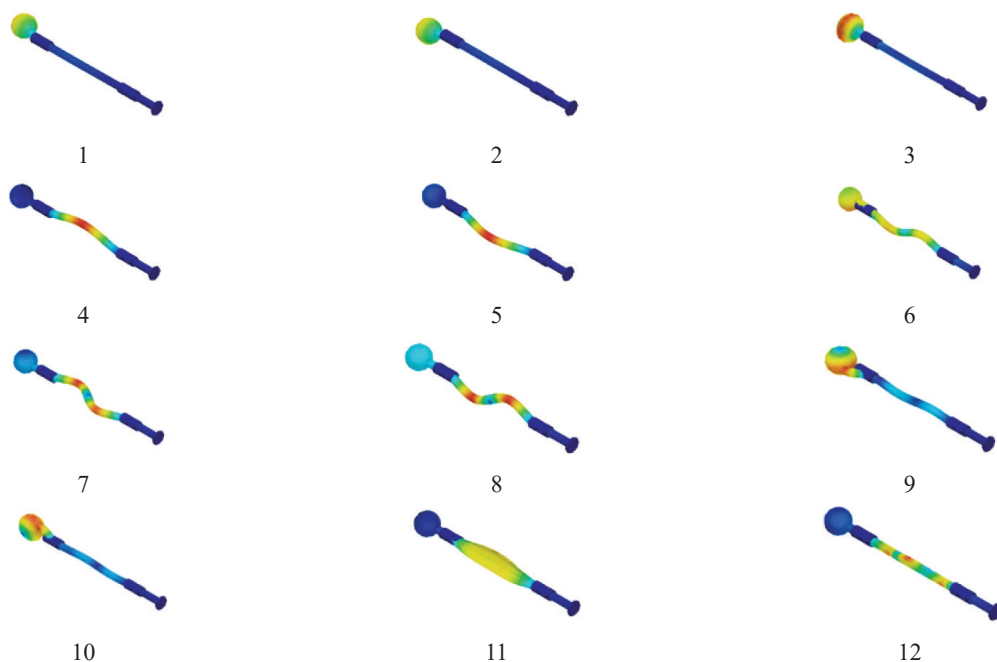


Рис. 4. Результаты модального анализа для второго варианта контакта:
1 — $p_1 = 81,5$ Гц; 2 — $p_2 = 85,2$ Гц; 3 — $p_3 = 204,4$ Гц; 4 — $p_4 = 230,9$ Гц; 5 — $p_5 = 232,4$ Гц;
6 — $p_6 = 577,1$ Гц; 7 — $p_7 = 615,7$ Гц; 8 — $p_8 = 623,2$ Гц; 9 — $p_9 = 773,0$ Гц;
10 — $p_{10} = 812,5$ Гц; 11 — $p_{11} = 1083,0$ Гц; 12 — $p_{12} = 1164,0$ Гц

Анализ покадровой визуализации процесса колебаний вала в подшипнике с различным износом (варианты контакта 2–5 табл. 4) показал, что частоты порядка 1, 5, 7, 9 соответствуют поперечным колебаниям в горизонтальной плоскости, порядка 2, 4, 6, 8, 10, 12 — поперечным в вертикальной плоскости, порядка 3 и 11 — крутильным. Следует отметить, что для частот порядка 6 и 8 поперечные колебания сопровождались смещением в сторону носовой оконечности вала, т. е. помимо поперечных возникали продольные колебания. Таким образом, система в двенадцати рассмотренных режимах совершает поперечные, крутильные и продольные колебания и обладает наименьшей жесткостью при изгибе в области кормовой оконечности модели гребного вала.

Интерес также представляет первый вариант контакта вала и неизношенного подшипника. В рассмотренном случае собственные частоты отличаются тем, что порядок 3 и 12 соответствуют поперечным колебаниям в горизонтальной плоскости, а крутильным — порядок 5. Таким образом, износ подшипника оказывает влияние не только на смещение значений собственных частот, но и на форму колебаний. Дальнейший модальный анализ позволяет сделать вывод о том, что учет формы износа натурального подшипника при расчетах собственных частот колебаний оказывает значительное влияние на частоты порядка 1–3, соответствующие номинальным частотам вращения 778 об/мин, 813 об/мин, 1915 об/мин, среднее снижение частоты для которых составило 23 %. Практически значимая разница в частотах колебаний порядка 1–3 также отмечается при увеличении значений износа на 90 %. При этом среднее снижение частоты относительно второго варианта контакта составило 12 %. В рассмотренной системе частоты колебаний высших порядков менее подвержены влиянию износа подшипников.

В работе также выполнена оценка влияния износа кормового подшипника на несущую способность валопровода. Учет контактного взаимодействия позволяет моделировать взаимодействие вала и подшипника с износом в процессе деформирования и, следовательно, более точно определять компоненты напряженно-деформированного состояния. Линейный статический анализ конструкции выполнен на твердотельной модели вала, опирающегося на подшипники из капролона (рис. 3).

Расчетная схема предполагает учет веса винта и вала, а также одновременные узловые нагрузки от крутящего момента $M_{кр} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и сжимающей вал силы упора $F_{уп} = 12000 \text{ Н}$. Распределение эквивалентных напряжений Мизеса для второго варианта контакта вала и изношенного подшипника представлено на рис. 5 и 6, где уровни напряжений в МПа соответствуют цветовой шкале в левой части рисунков.

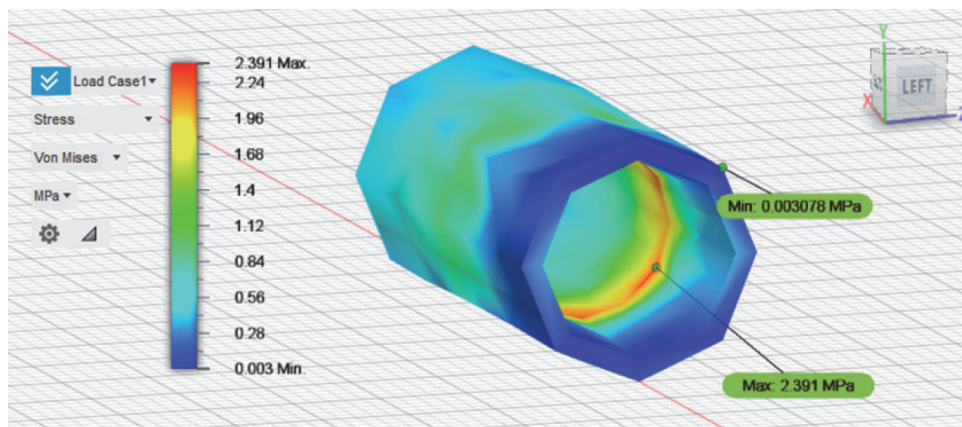


Рис. 5. Напряженное состояние дейдвудного подшипника с износом при взаимодействии с валом

Моделирование показало, что поверхность износа подшипника формирует область повышенных контактных давлений, превышающих 2,3 МПа, которые возникают от воздействия гребного вала. Область наибольших напряжений, расположенная на расстоянии от торцевой поверхности подшипника, имеет локальный характер, повторяющий форму износа. Наличие такой области подтверждает влияние кормового опирания гребного вала [7] на увеличение скорости износа подшипника. Моделирование взаимодействия вала с подшипником большего износа для вариантов контакта 3–5 показало увеличение напряжений до 2,4, 3,0 и 3,3 МПа соответственно.

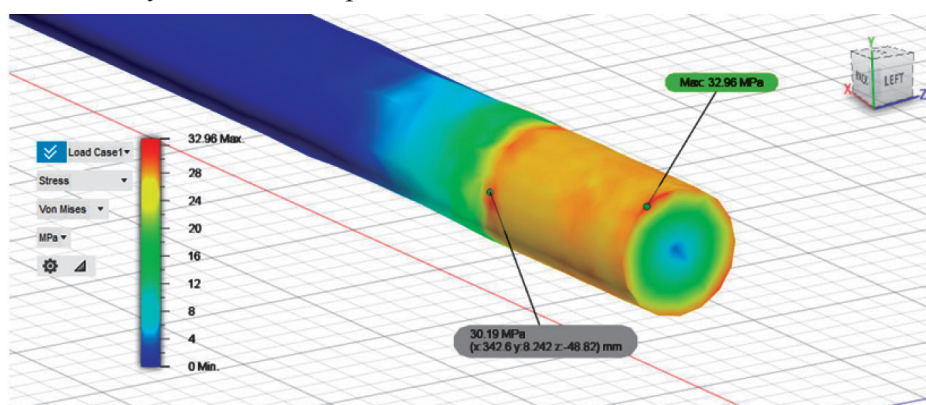


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений Мизеса по валу

Анализ кормовой оконечности гребного вала выявил наличие области повышенной концентрации эквивалентных напряжений, формируемых в месте появления износа подшипника и достигающих 30,19 МПа. Увеличение износа подшипника, в соответствии с вариантами контакта 3–5, вызывает смещение области повышенных концентраций вала в сторону носовой оконечности.

При моделировании первого варианта контакта вала с неизношенным подшипником расчеты показали, что максимальные нагрузки локализованы в нижней части кормового торца подшипника. В этом случае эквивалентные напряжения Мизеса составили 3,8 МПа для подшипника и 32,1 МПа для вала за счет уменьшенного пятна контакта.

Заключение (Conclusion)

Предложенная в работе методика моделирования износа дейдвудных подшипников позволяет оценить его влияние на величину смещения собственных частот и изменение несущей способности валопровода, что является дополнением к существующим расчетам при проектировании и оценке надежности судовой энергетической установки. Отличительной особенностью данной методики является построение трехмерной модели взаимодействия вала и подшипника с различным износом. Рассмотренная методика основана на технологии оптического сканирования и пригодна к использованию в других расчетах систем автоматизированного проектирования. Накопление массива экспериментальных данных о поверхностях износа дейдвудных подшипников различных судов позволит применять ее при проектировании и выполнении прогностических расчетов натурных валопроводов более сложной конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев А. К. Опыт эксплуатации неметаллических роликовых подшипников с водяной смазкой. Влияние частоты воздействия нагрузки на величину деформации резинового и капролонового роликов / А. К. Григорьев, В. А. Ермолаев // Судостроение. — 2012. — № 5 (804). — С. 25–30.
2. Кушнер Г. А. Анализ причин повреждений и отказов судовых валопроводов / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, Д. А. Волков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2021. — № 3. — С. 33–39. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-3-33-39.
3. Цветков Ю. Н. Анализ молекулярного строения полимерных материалов для дейдвудных подшипников / Ю. Н. Цветков, М. Ю. Власов, В. А. Петров // Сборник научных статей национальной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова». — СПб.: Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова, 2022. — С. 276–282.
4. Lei J. Experimental investigation of effects of ship propulsion shafting alignment on shafting whirling and bearing vibrations / J. Lei, R. Zhou, H. Chen, Y. Gao, G. Lai // Journal of Marine Science and Technology. — 2022. — Vol. 27. — Is. 1. — Pp. 151–162. DOI: 10.1007/s00773-021-00822-0.
5. Litwin W. Water-lubricated bearings of ship propeller shafts-problems, experimental tests and theoretical investigations / W. Litwin // Polish Maritime Research. — 2009. — Vol. 16. — No. 4 (62). — Pp. 42–50. DOI: 10.2478/v10012-008-0055-z.
6. Leilei C. Optimization of Bearing Displacement in Ship Shafting Alignment Based on Workbench / C. Leilei, L. Junsong, L. Cunming, Z. Ruiping // Journal of Physics: Conference Series. — IOP Publishing, 2021. — Vol. 1939. — No. 1. — Pp. 012099. DOI: 10.1088/1742-6596/1939/1/012099.
7. Григорьев А. К. Опыт эксплуатации дейдвудных подшипников с капролоновыми планками на атомном ледоколе «Ямал» в 1999–2009 гг / А. К. Григорьев // Судостроение. — 2011. — № 5 (798). — С. 52–53.
8. Михайлова М. А. Анализ изнашивания дейдвудных подшипников в зависимости от физико-механических характеристик материала вкладышей и условий эксплуатации судна / М. А. Михайлова // Вестник Астраханского государственного технического университета. — 2005. — № 2 (25). — С. 135–140.
9. Кукарина А. Ю. Влияние износов дейдвудных подшипников и гидродинамического момента на устойчивость вращения гребного вала / А. Ю. Кукарина, А. И. Миронов, А. Р. Рубан // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 1 (35). — С. 145–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-145-153.
10. Кушнер Г. А. Экспериментальное исследование поперечных колебаний валопровода судна проекта ВКМ-3 / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, А. А. Халявкин, В. В. Шахов // Морские интеллектуальные технологии. — 2018. — № 1–1 (39). — С. 77–80.
11. Герасиди В. В. К вопросу оценки технического состояния дейдвудных подшипников валопроводов морских судов / В. В. Герасиди // Вестник государственного морского университета имени адмирала Ф. Ф. Ушакова. — 2021. — № 1 (34). — С. 20–23.
12. Кушнер Г. А. Исследование изменений формы и коэффициента жесткости моделей дейдвудных подшипников из капролона / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, А. А. Халявкин // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 6 (34). — С. 151–157. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-6-151-157.

13. Кушнер Г. А. Механика контактного взаимодействия гребного вала с дейдвудным подшипником при поперечных колебаниях / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, А. А. Халыавкин // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. — 2017. — Т. 44. — № 2. — С. 28–36. DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-2-28-36.

14. Миронов А. И. Поперечные колебания гребного вала при его одностороннем взаимодействии с дейдвудным подшипником / А. И. Миронов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2012. — № 2. — С. 26–34.

15. Kushner G. A. Stiffness Coefficients and Elastic Forces Under Interaction Between Shafts and Plain Bearings / G. A. Kushner // International Conference on Industrial Engineering. — Springer, Cham, 2021. — Pp. 832–840. DOI: 10.1007/978-3-030-54814-8_96.

REFERENCES

1. Grigoryev, A. K., and V. A. Ermolaev. “Non-metal water-lubricated roller bearings operating experience. effect of loading frequency on rubber and caprolon rollers’ strain value.” *Shipbuilding* 5(804) (2012): 25–30.

2. Kushner, Guriy Alekseevich, Victor Andreevich Mamontov, and Dmitry Aleksandrovich Volkov. “Analysis of damage and failure of ship propulsion shafts.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 3 (2021): 33–39. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-3-33-39.

3. Tsvetkov, Yu. N., M. Yu. Vlasov, and V. A. Petrov. “Evaluation of the molecular structure of deadwood bearings polymers.” *Sbornik nauchnykh statei natsional’noi nauchno-prakticheskoi konferentsii professorsko-prepodavatel’skogo sostava FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S. O. Makarova»*. SPb.: Gosudarstvennyi universitet morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova, 2022. 276–282.

4. Lei, Junsong, Ruiping Zhou, Hao Chen, Yakun Gao, and Guojun Lai. “Experimental investigation of effects of ship propulsion shafting alignment on shafting whirling and bearing vibrations.” *Journal of Marine Science and Technology* 27.1 (2022): 151–162. DOI: 10.1007/s00773-021-00822-0.

5. Litwin, Wojciech. “Water-lubricated bearings of ship propeller shafts-problems, experimental tests and theoretical investigations.” *Polish Maritime Research* 16.4(62) (2009): 42–50. DOI: 10.2478/v10012-008-0055-z.

6. Leilei, Cui, Lei Junsong, Lin Cunming, and Zhou Ruiping. “Optimization of Bearing Displacement in Ship Shafting Alignment Based on Workbench.” *Journal of Physics: Conference Series*. Vol. 1939. No. 1. IOP Publishing, 2021. DOI: 10.1088/1742-6596/1939/1/012099.

7. Grigoryev, A. K. “Operational experience of stern tube bearings with caprolan insert on atomic icebreaker “Yamal”.” *Shipbuilding* 5(798) (2011): 52–53.

8. Mikhailova, Marina Aleksandrovna. “Analysis of degradation of stern-shaft bearings regarding physicom-mechanical parameters of bushing material and operating conditions of a ship.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University* 2(25) (2005): 135–140.

9. Kukarina, Alla Jur’evna, Alfred Ivanovich Mironov, and Anatolij Rashidovich Ruban. “The effect of wear of stern bearings and hydrodynamic moments on stability of rotation of the propeller shaft.” *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 1(35) (2016): 145–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-145-153.

10. Kushner, Guriy A., Victor A. Mamontov, Alexei A. Khaljavkin, and Vasilij V. Shakhov. “Experimental research of transverse vibrations of project VKM-3 ship shaft.” *Marine intelligent technologies* 1–1(39) (2018): 77–80.

11. Gerasidi, V. V. “On the issue of assessing the technical condition of deadwood bearings of marine shaft lines.” *Vestnik gosudarstvennogo morskogo universiteta imeni admirala F. F. Ushakova* 1(34) (2021): 20–23.

12. Kushner, Guriy Alexeevich, Viktor Andreyevich Mamontov, and Alexei Alexandrovich Haljavkin. “Research into the change of the form and stiffness coefficient of polyamide sleeve models.” *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 6(34) (2015): 151–157. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-6-151-157.

13. Kushner, Guriy A., Viktor A. Mamontov, and Aleksey A. Khalyavkin. “Mechanics of contact interaction of a propeller shaft with a stern tube bearing during transverse vibrations.” *Herald of Dagestan State Technical University. Technical Sciences* 44.2 (2017): 28–36. DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-2-28-36.

14. Mironov, Alfred Ivanovich. “Transverse vibrations of the propeller shaft in its one-way interaction with stern bearing.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 2 (2012): 26–34.

15. Kushner, G. A. “Stiffness Coefficients and Elastic Forces Under Interaction Between Shafts and Plain Bearings.” *International Conference on Industrial Engineering*. Springer, Cham, 2021. 832–840. DOI: 10.1007/978-3-030-54814-8_96.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кушнер Гурий Алексеевич —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный
технический университет»
414056, Российская Федерация,
Астрахань, ул. Татищева, 16
e-mail: guriy.kushner@mail.ru

Мамонтов Виктор Андреевич —

доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный
технический университет»
414056, Российская Федерация,
Астрахань, ул. Татищева, 16
e-mail: secmt@astu.org

Волков Дмитрий Александрович — ассистент

ФГБОУ ВО «Астраханский государственный
технический университет»
414056, Российская Федерация,
Астрахань, ул. Татищева, 16
e-mail: volkovdima95@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kushner, Guriy A. —

PhD, associate professor
Astrakhan State Technical University
16 Tatishcheva Str.,
Astrakhan, 414056,
Russian Federation
e-mail: guriy.kushner@mail.ru

Mamontov, Victor A. —

Dr. of Technical Sciences, associate professor
Astrakhan State Technical University
16 Tatishcheva Str.,
Astrakhan, 414056,
Russian Federation
e-mail: secmt@astu.org

Volkov, Dmitry A. — Assistant

Astrakhan State Technical University
16 Tatishcheva Str.,
Astrakhan, 414056,
Russian Federation
e-mail: volkovdima95@mail.ru

Статья поступила в редакцию 29 ноября 2022 г.

Received: November 29, 2022.