

DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93
УДК [629.5.035-233.1-233.21:539.3]:534.2

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДЕЙДВУДНОГО УСТРОЙСТВА СУДНА НА ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЖЕСТКОСТИ

*А. А. Халявкин¹, С. А. Макеев², Д. В. Лошадкин³, В. А. Мамонтов⁴,
Саламех Али⁴, Д. О. Шацков⁵, А. Я. Ауслендер⁵*

¹ ООО «Газпром добыча Астрахань»,
Астрахань, Российская Федерация

² Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет,
Омск, Российская Федерация

³ ООО «Инновационный центр Пластмасс Групп»,
Москва, Российская Федерация

⁴ Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Российская Федерация

⁵ Астраханский государственный университет,
Астрахань, Российская Федерация

Рассматривается судовой валопровод как сложная динамическая система, от которой зависит рабочее состояние судна. Приведена схема судового валопровода с одним дейдвудным и выносным подшипниками гребного вала. Срок службы валопровода зависит от выбранного материала подшипника скольжения дейдвудного устройства судна (бакаут, баббит, текстолит, капролон, бронза, полиуретаны, резина). Проведен анализ работ, посвященных исследованиям статического и динамического расчетов судового валопровода. Представлена расчетная схема судового валопровода на упругих точечных опорах. Сделан вывод о целесообразности учета упругих и механических свойств дейдвудных подшипников на этапе проектирования судового валопровода. Исследуется метод расчета поперечных колебаний валопровода, целью которого является определение собственной частоты; приведена формула расчета низшей собственной частоты изгибных колебаний. Рассматриваются результаты проведенных экспериментальных исследований на стенде КМВ-200, основанных на неравномерности распределения нагрузок по длине дейдвудных подшипников. Исследования подтверждают, коэффициент жесткости зависит от величины износа дейдвудного подшипника. Существует мнение, что чем больше износ, тем ниже значение коэффициента жесткости. При определенной величине износа дейдвудных подшипников возникает явление резонанса при самых низких рабочих частотах. Исследуется значение коэффициента жесткости в зависимости от модуля упругости материала дейдвудного подшипника. Произведен статический расчет судового валопровода с учетом коэффициента жесткости дейдвудного подшипника. Используется универсальное уравнение изогнутой оси балки по методу начальных параметров. Отмечено, что чем больше значение прогиба в месте крепления гребного винта, тем меньше значение собственной частоты поперечных колебаний валопровода. При расчетах следует учитывать отрыв валопровода от дейдвудного подшипника, поскольку он способствует уменьшению собственной частоты и появлению резонанса при поперечных колебаниях.

Ключевые слова: валопровод, износ, коэффициент жесткости, дейдвудный подшипник, поперечные колебания, собственная частота, резонанс.

Для цитирования: Халявкин А. А., Макеев С. А., Лошадкин Д. В., Мамонтов В. А., Саламех Али, Шацков Д. О., Ауслендер А. Я. Оценка влияния упругих свойств подшипников скольжения дейдвудного устройства судна на значение коэффициента жесткости // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. № 1. С. 83–93. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

Введение

Судовой валопровод представляет собой систему валов, которые соединены в одну осевую линию и предназначены для передачи крутящего момента от двигателя к движителю и восприятия осевого усилия от движителя к корпусу судна. Сам валопровод опирается на дейдвуд-

ные, промежуточные и упорные подшипники. Дейдвудные подшипники как элементы дейдвудного устройства судна представляют собой подшипники скольжения. Промежуточные и упорные подшипники преимущественно состоят из подшипников качения. Судовой валопровод представляет собой сложную динамическую систему, от которой зависит рабочее состояние судна или корабля в целом.

Материалы исследования

Безусловно, судовой валопровод (рис. 1) характеризуется разнообразием геометрических, механических и конструктивных элементов: количеством, материалом, длиной, диаметром отдельных валов и видами их соединений; числом, видом и расположением подшипников; наличием вспомогательных механизмов (тормозное устройство, механизм изменения шага, контрольно-измерительные приборы, обогрев дейдвудного устройства и т. д.).

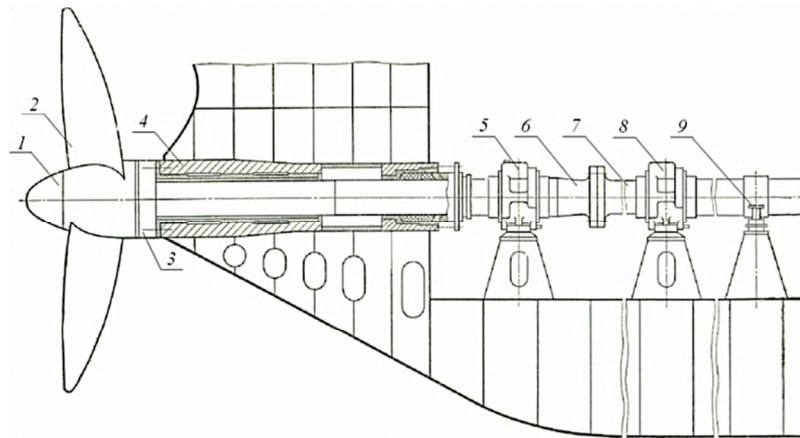


Рис. 1. Валопровод с одним дейдвудным и выносным подшипниками гребного вала:
1 – обтекатель; 2 – гребной винт; 3 – кожух; 4 – дейдвудное устройство; 5 – выносной подшипник;
6 – гребной вал; 7 – промежуточный вал; 8 – подшипник промежуточного вала;
9 – монтажный подшипник

Срок службы судового валопровода зависит от выбранного материала подшипника скольжения дейдвудного устройства судна. Выбор материала зависит от класса судна или типа водных путей, где оно эксплуатируется (например, река – море), зависит также от диаметра и частоты вращения валопровода, расстояния между опорами и воспринимаемых нагрузок. К основным материалам подшипника скольжения дейдвудного устройства судна относятся [1, 2]: бакаут, баббит, текстолит, капролон, резина, бронза и полиуретаны.

Из анализа работ [1–7], связанных с исследованиями статического и динамического расчетов судового валопровода, следует, что разработчики стараются учесть упругие и механические свойства дейдвудных подшипников уже при проектировании судового валопровода. Во многих работах расчетная схема представляет собой балку круглого постоянного или переменного сечения, которая опирается на упругие опоры, моделирующие дейдвудные опоры скольжения точечного типа с размерностью Н/м (рис. 2) или протяженные упругие основания с размерностью Н/м².

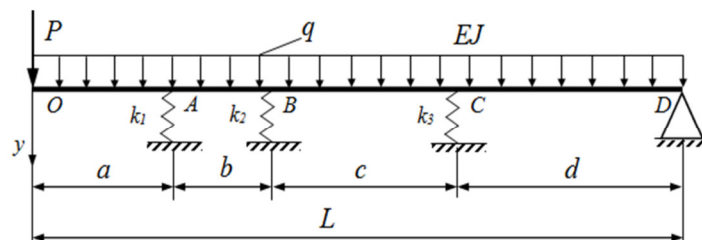


Рис. 2. Расчетная схема судового валопровода на упругих точечных опорах:
A, B, C, D, O – точки расположения опор и сосредоточенной нагрузки P; L – общая длина балки;
 k_i – коэффициент жесткости упругой опоры; d – диаметр вала; a, b, c, d – расстояния между опорами и сосредоточенной нагрузкой P; q – распределенная нагрузка; EJ – изгибная жесткость

В исследовании статической нагруженности резино-металлических подшипников (рис. 3) в функции центрального угла α учитывалась упругость материала подшипника [8].

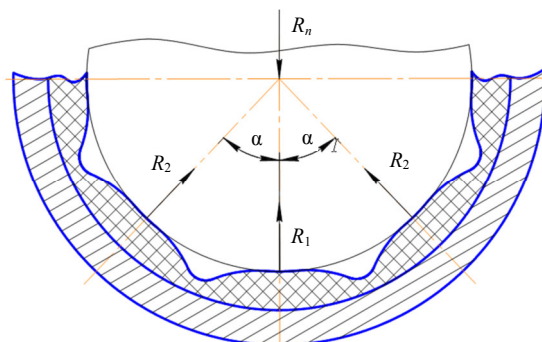


Рис. 3. К расчету статической нагруженности резино-металлических подшипников

При действии расчетной радиальной нагрузки R_n на подшипник реакции резиновых подушек имели вид:

$$\begin{cases} R_1 = k\delta, \\ R_2 = k\delta \cos \alpha = R_1 \cos \alpha, \end{cases} \quad (1)$$

где k – коэффициент жесткости (пропорциональности) с размерностью Н/м; δ – величина вертикальной осадки резиновых подушек подшипника.

Как указывается в работе [8], для равновесного состояния системы (рис. 3) необходимо, чтобы выполнялось условие

$$R_n - R_1 - 2R_2 \cos \alpha = 0. \quad (2)$$

Исходя из выражения (2) и геометрических соотношений, получаемых при условии неизменяемости окружности сечения вала при деформациях резины (рис. 3), реакция R_1 будет иметь вид:

$$R_1 = \frac{R_n}{1 + 2 \cos^2 \alpha}. \quad (3)$$

Согласно уравнению (3) на нагруженность резино-металлических подшипников влияет не только упругость, но и центральный угол α контакта судового валопровода с подшипником.

При проведении экспериментальных исследований на стенде КМВ-200, связанных с неравномерностью распределения нагрузок по длине дейдвудных подшипников [5], значение коэффициента жесткости резинового подшипника скольжения, моделирующего резино-металлический подшипник, принималось $k = 4\,500 \text{ кгс/см}^2$ (450 МН/м^2). Сам подшипник скольжения рассматривался как упругое основание. Численное значение коэффициента жесткости, было принято на основании проведения дополнительных экспериментальных исследований, которые созданы на зависимости деформации вкладыша от прикладываемой нагрузки.

При расчете поперечных колебаний судового валопровода также стараются учесть материал подшипника скольжения дейдвудного устройства. Основной метод расчета поперечных колебаний судового валопровода представлен в работах [9, 10]. Данный метод, целью которого является определение собственной частоты, рассматривает только кормовой дейдвудный подшипник. Расчетная схема представляет собой статически определимую двухопорную балку, опирающуюся на две точечные опоры (рис. 4).

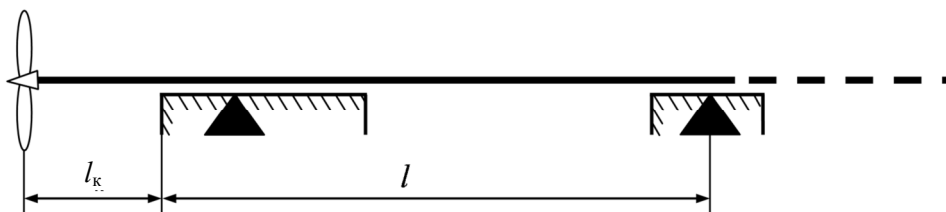


Рис. 4. Расчетная схема валопровода

Низшая собственная частота изгибных колебаний определяется по формуле [9, 10]

$$\omega = 0,16 \sqrt{\frac{EI}{0,3l(aMI_k^2 + \theta) + 4 \cdot 10^{-3} \mu l^4}}, \quad (4)$$

где ω – линейная собственная частота, c^{-1} ; $EI = 1,05 \cdot 10d^4(1 - \rho^4)$ – изгибная жесткость сечения гребного вала, $H \cdot m^2$; $\mu = 6,1 \cdot 10^3 d^2(1 - \rho^2)$ – плотность распределенной массы, $кг/м$; l – длина пролета от кормового среза дейдвудного устройства до середины ближайшей надежно загруженной опоры (носового дейдвудного подшипника, кормового подшипника промежуточного вала), $м$; l_k – длина консоли от центра тяжести винта до кормового среза дейдвудной опоры, $м$; d – средний наружный диаметр вала в пределах дейдвудного устройства без учета облицовки, $м$; M – масса гребного винта с деталями крепления с учетом присоединенной массы воды, $кг$; $\theta = 0,02MD^2 A / A_D (A / A_D + 3)$ – экваториальный момент инерции гребного винта с учетом во-влекаемой в движение воды, $кг \cdot м^2$; D – диаметр гребного винта, $м$; A / A_D – дисковое отношение; ρ – степень расточки; a – безразмерный коэффициент, учитывающий присоединенную массу воды и выбираемый в зависимости от типа дейдвудного устройства и податливости материала вкладышей дейдвудного подшипника: $a = 1,5$ – для металлических дейдвудных подшипников; $a = 2,5$ – для бакаутов, текстолитовых, капролоновых дейдвудных подшипников; $a = 4,0$ – для резино-металлических подшипников.

Несмотря на то, что уравнение (4) учитывает характеристики материала подшипника скольжения дейдвудного устройства судна через коэффициент a , данный метод определения собственной частоты является приближенным. Как указывается в работе [2], точность расчета по данному методу зависит от величины l : при $l \geq 10d$ (d – диаметр гребного вала) погрешность расчета составляет 15 %; при $l \leq 10d$ уравнение (4) дает завышенные результаты. Исключение же из расчета носовой опоры гребного вала приводит к заниженным результатам.

При исследовании влияния величины износа поперечных колебаний судового валопровода судна «Хазар-1» [7] значение коэффициента жесткости капролоновой втулки кормового дейдвудного подшипника принималось $k = 0,36 \cdot 10^8$ $H/м$. Расчетная схема представляла собой балку, которая опирается на одну шарнирно-неподвижную и на две упругие опоры. Отмечается, что для исследуемого судна при уменьшении значения коэффициента жесткости на 50 % значение собственной частоты поперечных колебаний понизилось на 13 %.

В работе [4] при анализе влияния упругих свойств дейдвудных подшипников на поперечные колебания судового валопровода и образования трещин в кормовой части судна атомных ледоколов «Арктика» и «Сибирь» расчетная схема представляла собой балку, которая опиралась на два упругих основания и на один упругий опорный подшипника. Упругие основания представляли собой последовательно расположенные между собой, независимые друг от друга пружины с коэффициентом жесткости k . При моделировании резино-эбонитовых планок дейдвудного подшипника принималось значение коэффициента жесткости $k = 230$ $MH/м$ ($2,30 \cdot 10^8$ $H/м$). С уменьшением значения коэффициента до $k = 130$ $MH/м$ ($1,30 \cdot 10^8$ $H/м$) упругое основание моделируют материалом втулок дейдвудных подшипников, изготовленных из чистой резины.

При анализе вышеуказанных источников по исследованию статических и динамических расчетов валопровода можно сделать общий вывод, что отсутствуют ссылки на источники и методы получения численных значений коэффициента жесткости дейдвудных подшипников. Однако данный параметр, как известно, характеризует и описывает материал дейдвудных подшипников и его рабочее состояние. То есть коэффициент жесткости зависит от величины износа Δ дейдвудного подшипника. Сложилось мнение, что чем больше износ, тем ниже значение коэффициента жесткости [3]:

$$\begin{aligned} \Delta = \min &\rightarrow \max, \\ k = \max &\rightarrow \min. \end{aligned}$$

В работах [11, 12] при анализе поперечных колебаний валопровода реальных судов указывается, что при определенной величине износа дейдвудных подшипников возникает явление резонанса при самых низких рабочих частотах. Это лишь характеризует уменьшение собственной частоты в 1,5–3 раза.

Определение коэффициента жесткости дейдвудных подшипников

Для анализа влияния механических и упругих свойств на значение коэффициента жесткости рассмотрим напряженно-деформированное состояние дейдвудных подшипников.

Как правило, зависимость напряжения и деформации опоры будет иметь общий вид:

$$\begin{cases} \sigma = \frac{N}{S}, \\ \sigma = E\varepsilon, \end{cases} \quad (5)$$

где N – нормальная нагрузка на подшипник; S – эквивалентная площадь опоры вала на подшипник; E – модуль упругости материала кормового дейдвудного подшипника; ε – относительное сжатие стенки кормового дейдвудного подшипника толщиной h_0 ;

$$\varepsilon = \frac{\delta}{h_0}, \quad (6)$$

где δ – осадка дейдвудного подшипника от действия нагрузки N :

$$\delta = h_0 - h_1.$$

Площадь контакта валопровода с дейдвудным подшипником приближенно может быть найдена как

$$S = LD,$$

где D – диаметр дейдвудного подшипника; L – длина дейдвудного подшипника ($L = \beta D$, $\beta = 1 \dots 4$).

Исходя из (5) и (6) коэффициент жесткости примет вид:

$$k = \frac{R}{\delta} = \frac{ES}{h_0} = \beta \frac{ED^2}{h_0}. \quad (7)$$

Согласно уравнению (7) с уменьшением толщины стенки h_0 значение коэффициента жесткости повышается.

При анализе толщины вкладышей резино-металлических [13] и капролоновых втулок дейдвудных подшипников [14] в диапазоне диаметра валопровода с учетом облицовочного покрытия от 90 до 240 мм их значение не превышало 30 мм (рис. 5).

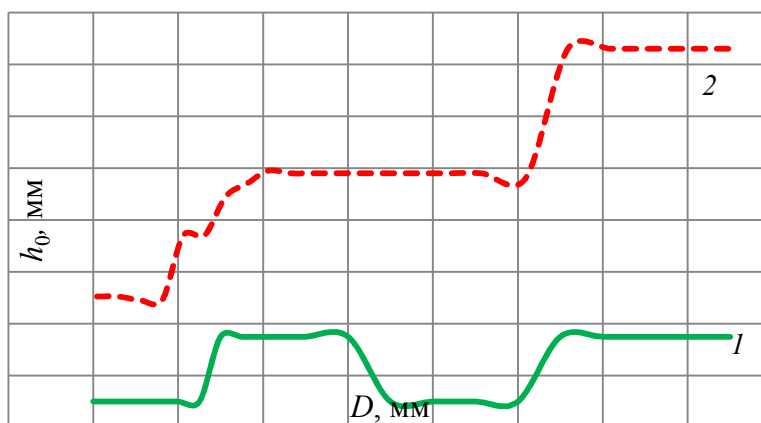


Рис. 5. Толщина дейдвудных подшипников:

1 – вкладыши резино-металлических подшипников [13]; 2 – капролоновая втулка [14]

Например, в РТМ 31.5034-78 [15] на основании диаметра D с учетом облицовочного покрытия валопровода указывается допускаемая толщина капролоновых дейдвудных подшипников:

- при D от 250 до 400 мм включительно толщина стенки не менее 20 мм;
- при D свыше 400 до 700 мм включительно толщина стенки не менее 22 мм;
- при D свыше 700 до 780 мм включительно толщина стенки не менее 24 мм.

Информация о влиянии модуля упругости разных материалов дейдвудных подшипников [16] при толщине стенки $h_0 = 15$ мм для валопровода диаметром 200 мм на значение коэффициента жесткости представлена в табл. 1.

Таблица 1

Значение коэффициента жесткости в зависимости от модуля упругости материала дейдвудного подшипника

№	Материал	Модуль упругости, МПа	β	h_0 , мм	$k \cdot 10^3$, МН/м
1	Бакаут	$2,5 \cdot 10^5$	4	10	10
2	Древеснослоистый пластик (ДСП-А)	$30 \cdot 10^3$	4	10	120
3	Текстолит (ПТК-С)	$10 \cdot 10^3$	4	10	40
4	Капролон	$2,5 \cdot 10^3$	4	10	10
5	Резина	$0,0250 \cdot 10^3$	4	10	0,1

Статический расчет судового валопровода с учетом коэффициента жесткости дейдвудного подшипника

В качестве оценки влияния жесткости дейдвудных подшипников на значение прогиба судового валопровода диаметром $d = 200$ мм и длиной $L = 3\,000$ мм рассмотрим расчетную схему, которая представляет собой балку, опирающуюся на одну шарнирно-неподвижную и упругую опору с коэффициентом жесткости k (рис. 6).

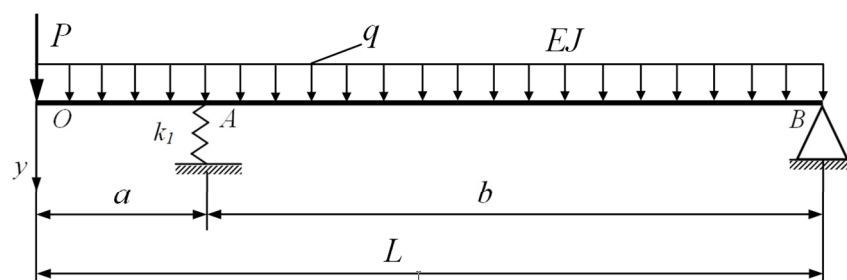


Рис. 6. Расчетная схема судового валопровода

Учтем, что при положительных перемещениях опорных сечений V_i вниз реакция i -й упругой опоры R_i направлена вверх и равна

$$R_i = -V_i k_i.$$

Для определения прогиба на конце балки с сосредоточенной нагрузкой P , моделирующей вес гребного винта, будем использовать универсальное уравнение изогнутой оси балки, записанное по методу начальных параметров. Исходя из граничных условий расчетных схем, получаем систему трех однородных уравнений с тремя неизвестными:

$$\begin{cases} -V_0 + \varphi_0 L + \frac{1}{EJ} \left[\frac{R_1 b^3}{6} - \frac{qL^4}{24} \right] = 0, \\ R_1 b - PL - \frac{qL^2}{2} = 0, \\ -V_0 + \varphi_0 a + \frac{1}{EJ} \left[-\frac{Pa^3}{6} - \frac{qa^4}{24} \right] + \frac{R_1}{k_1} = 0. \end{cases}$$

На значение собственной частоты поперечных колебаний валопровода влияет такой параметр, как прогиб V_0 в месте крепления гребного винта. Чем больше значение прогиба, тем меньше значение собственной частоты поперечных колебаний валопровода.

Выражение собственной круговой частоты поперечных колебаний системы с одной степенью свободы с учетом прогиба валопровода от задаваемой нагрузки [1] приближенно можно определять по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{V}},$$

$$\gamma = \omega/2\pi.$$

В табл. 2 представлены результаты расчета низшей (первой) собственной частоты поперечных колебаний судового валопровода γ , Гц, в ПК ЛИРА-САПР в режиме модального анализа при разных значениях коэффициента жесткости упругой опоры k , моделирующей дейдвудный подшипник, в соответствии с расчетной схемой на рис. 6 (стальной валопровод диаметром $d = 200$ мм, длиной $L = 3\,000$ мм, вес винта – 3 000 Н).

Таблица 2

Значение собственной частоты ω и величины прогиба конца вала $|V_0|$ при разном коэффициенте жесткости опоры k

№	a , м	b , м	q , Н/м	P , Н	$k \cdot 10^3$, МН/м	$ V_0 $, мм	γ , Гц
1	0,5	2,5	Собственный вес вала диаметром 200 мм: 2 470	3 000	0,001	9,65	5,63
2					0,01	0,97	17,57
3					0,1	0,1022	46,8
4					1	0,0154	50,8
5					∞ (шарнирно-неподвижная опора)	0,0058	50,9

Результаты расчетов подтверждают, что при увеличении жесткости упругой опоры k низшая частота собственных поперечных колебаний исследуемого судового валопровода стремится к значению 51 Гц.

Заключение

Проведенные выше исследования проиллюстрировали, что упругие свойства дейдвудных подшипников существенно не влияют на величину прогиба на конце самой балки. В статических и динамических расчетах рассматривать только упругие и механические свойства дейдвудного подшипника недостаточно. В расчетах необходимо учитывать отрыв валопровода от дейдвудного подшипника, что характеризует изменение жесткости вала с дейдвудным подшипником. Данный процесс усиливается при увеличении износа дейдвудных подшипников и действии внешних нагрузок. Именно отрыв валопровода от дейдвудного подшипника приводит к уменьшению собственной частоты и появлению резонансного состояния при поперечных колебаниях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кохан Н. М., Друт В. И. Ремонт валопроводов морских судов. М.: Транспорт, 1980. 238 с.
2. Румб В. К. Основы проектирования и расчета судового валопровода. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 1996. 106 с.
3. Халявкин А. А., Ауслендер А. Я. Оценка влияния упругих свойств кормового дейдвудного подшипника на значение собственной частоты при линейных поперечных колебаниях судового валопровода // Вестн. Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова. 2018. Т. 10. № 5. С. 983–992. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10- 5-983-992.
4. Кельзон А. С., Январев Н. В., Мурамович В. Г. Оптимизация укладки судовых валопроводов // Судостроение. 1993. № 5. С. 15–16.
5. Абрамович Б. Г., Меркулов В. А. Экспериментальное исследование работоспособности дейдвудных подшипников на крупномасштабной модели валопровода // Вопр. судостроения. Сер.: Технология судостроения. 1977. Вып. 15. С. 46–52.
6. Халявкин А. А., Комаров М. П., Мамонтов В. А. Оценка влияния износа кормового дейдвудного подшипника на собственную частоту при поперечных колебаниях валопровода судна // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2014. № 3. С. 13–20.
7. Миронов А. И. К исследованию поперечных колебаний гребных валов. Ч. 3. Влияние момента инерции винта на собственную частоту и форму колебаний гребного вала // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2014. № 3. С. 21–27.

8. Николаев В. А. Конструирование и расчет судовых валопроводов. Л.: Судпромгиз, 1956. 358 с.
9. РД 5.4307-79. Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования. Л.: Изд-во судостр. пром-сти, 1979. 146 с.
10. Румб В. К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчет прочности судовых валопроводов. СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2008. 298 с.
11. Балацкий Л. Т., Бегагоен Т. Н. Эксплуатация и ремонт дейдвудных устройств морских судов. М.: Транспорт, 1975. 160 с.
12. Виноградов С. С., Гавриш П. И. Износ и надежность винто-рулевого комплекса судов. М.: Транспорт, 1970. 232 с.
13. ГОСТ 7199-77. Подшипники резино-металлические судовые. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1977. 15 с.
14. ОСТ 5.4183-76. Подшипники гребных и дейдвудных валов капролоновые. Общие технические условия. Л.: Изд-во судостр. пром-сти, 1976. 46 с.
15. РТМ 31.5034-78. Подшипники гребных и дейдвудных валов капролоновые. Технологические требования к изготовлению и монтажу при судоремонте. Севастополь: Изд-во ЧЦПКБ, 1978. 89 с.
16. РТМ 31.5004-75. Подшипники скольжения гребных валов из неметаллических материалов. Технико-эксплуатационные требования к материалам, изготовлению и эксплуатации. URL: <http://www.iprosoft.ru/docs/?nd=1200060657> (дата обращения: 20.11.2019).

Статья поступила в редакцию 22.11.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Халявкин Алексей Александрович – Россия, 414000, Астрахань; ООО «Газпром добыча Астрахань»; канд. техн. наук; ведущий инженер-технолог; sopromat112@mail.ru.

Макеев Сергей Александрович – Россия, 644080, Омск; Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет; д-р техн. наук, доцент; профессор кафедры строительных конструкций; makeev608079@mail.ru.

Лошадкин Дмитрий Владимирович – Россия, 143026, Москва; ООО «Инновационный центр Пластмасс Групп»; канд. хим. наук, старший научный сотрудник; директор по развитию отдела новых разработок; 410@zedex.ru.

Мамонтов Виктор Андреевич – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; sopromat112@mail.ru.

Саламех Али – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук; доцент кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; a.salameh@mail.ru.

Шацков Денис Олегович – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный университет; канд. физ.-мат. наук; доцент кафедры математики и методики ее преподавания; denislli@mail.ru.

Ауслендер Анна Яковлевна – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный университет; старший преподаватель кафедры мировой экономики и финансов; auselnder.anna@mail.ru.



EVALUATION OF INFLUENCE OF ELASTIC PROPERTIES OF SLIDE BEARING OF SHIP STERN GEAR ON STIFFNESS COEFFICIENT

A. A. Halyavkin¹, S. A. Makeev², D. V. Loshadkin³, V. A. Mamontov⁴,
Salamekh Ali⁴, D. O. Shatskov⁵, A. Ya. Auslender⁵

¹ Gazprom Dobycha Astrakhan, Ltd.,
Astrakhan, Russian Federation

² Siberian State Automobile and Highway University,
Omsk, Russian Federation

³ Innovation Center Plastmass Group, Ltd.,
Moscow, Russian Federation

⁴ Astrakhan State Technical University,
Astrakhan, Russian Federation

⁵ Astrakhan State University,
Astrakhan, Russian Federation

Abstract. The article considers the ship shaft line as a complex dynamic system influencing the operation of the ship. There has been given a diagram of the shaft line with one stern bearing and one remote bearing of the propeller shaft. The shaft line service life depends on the material of the slide bearing of the stern gear (lignum vitae, babbitt, textolite, caprolon, bronze, polyurethanes, rubber). The analysis of the research of static and dynamic calculations of ship shafting has been carried out. The design scheme of the ship shafting on elastic point supports is presented. It has been referred to consider feasibility of the elastic and mechanical properties of stern bearings at the stage of designing a ship shaft line. The method of calculating the transverse vibrations of the shaft line is studied, the purpose of which is to determine the natural frequency. The formula for calculating the lowest natural frequency of bending vibrations is given. The results of experimental studies at the KMV-200 stand based on uneven distribution of loads along the stern bearings are considered. It has been suggested that the greater the wear, the lower the stiffness coefficient. At a certain degree of wear of stern bearings, a resonance phenomenon occurs at the lowest operating frequencies. The value of the stiffness coefficient is studied depending on the modulus of elasticity of the stern bearing material. Static analysis of the ship shaft line was made taking into account the stiffness coefficient of the stern bearing. The universal equation of the curved axis of the beam is used according to the initial parameters method. As it has been found, the greater the deflection at the propeller attachment point, the lower the natural frequency of the transverse vibrations of the shaft line. In calculations it is necessary to take into account the separation of the shaft line from the stern bearing, since it helps to reduce the natural frequency and the appearing resonance during transverse vibrations.

Key words: shaft line, wear, stiffness coefficient, deadwood bearing, transverse oscillations, natural frequency, resonance.

For citation: Halyavkin A. A., Makeev S. A., Loshadkin D. V., Mamontov V. A., Salamekh Ali, Shatskov D. O., Auslender A. Ya. 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*. 2020;1:83-93. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

REFERENCES

1. Kohan N. M., Drut V. I. *Remont valoprovodov morskikh sudov* [Repair of ship shaft lines]. Moscow, Transport Publ., 1980. 238 p.
2. Rumb V. K. *Osnovy proektirovaniya i rascheta sudovogo valoprovoda* [Principles of design and calculation of ship shafting]. Saint-Petersburg, Izd-vo SPbGMTU, 1996. 106 p.
3. Halyavkin A. A., Auslender A. Ya. Ocenka vliyaniya uprugih svoystv kormovogo dejdvudnogo podshipnika na znachenie sobstvennoj chastoty pri linejnyh poperechnyh kolebaniyah sudovogo valoprovoda [Evaluating influence of elastic properties of stern bearing on natural frequency under linear transverse vibrations]

of ship shaft]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*, 2018, vol. 10, no. 5, pp. 983-992. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10- 5-983-992.

4. Kel'zon A. S., Yanvarev N. V., Muramovich V. G. Optimizatsiya ukkladki sudovyh valoprovodov [Optimization of ship shafting]. *Sudostroenie*, 1993, no. 5, pp. 15-16.

5. Abramovich B. G., Merkulov V. A. Eksperimental'noe issledovanie rabotosposobnosti dejdvudnyh podshipnikov na krupnomasshtabnoj modeli valoprovoda [Experimental study of operability of stern bearings on large-sized shaft line model]. *Voprosy sudostroeniya. Seriya: Tekhnologiya sudostroeniya*, 1977, iss. 15, pp. 46-52.

6. Halyavkin A. A., Komarov M. P., Mamontov V. A. Ocenka vliyaniya iznosa kormovogo dejdvudnogo podshipnika na sobstvennyuyu chastotu pri poperechnykh kolebaniyakh valoprovoda sudna [Assessment of influence of stern bearing wear on natural frequency during transverse vibrations of ship shaft]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2014, no. 3, pp. 13-20.

7. Mironov A. I. K issledovaniyu poperechnykh kolebaniy grebnyh valov. Part 3. Vliyanie momenta inercii vinta na sobstvennyuyu chastotu i formu kolebaniy grebnogo vala [Studying transverse vibrations of propeller shafts. Part 3. Influence of moment of inertia of screw on natural frequency and shape of propeller shaft]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2014, no. 3, pp. 21-27.

8. Nikolaev V. A. *Konstruirovaniye i raschet sudovyh valoprovodov* [Design and calculation of ship shaft lines]. Leningrad, Cudpromgiz, 1956. 358 p.

9. *RD 5.4307-79. Valoprovody sudovye. Pravila i normy proektirovaniya* [Ship shaft lines. Design rules and regulations]. Leningrad, Izd-vo sudostroitel'noj promyshlennosti, 1979. 146 p.

10. Rumb V. K. *Prochnost' sudovogo oborudovaniya. Konstruirovaniye i raschet prochnosti sudovyh valoprovodov* [Strength of marine equipment. Design and calculation of strength of ship shaft lines]. Saint-Petersburg, Izd-vo SPbGMTU, 2008. 298 p.

11. Balackij L. T., Begagoen T. N. *Ekspluatatsiya i remont dejdvudnyh ustrojstv morskikh sudov* [Operation and repair of stern gear on sea-going ships]. Moscow, Transport Publ., 1975. 160 p.

12. Vinogradov S. S., Gavrish P. I. *Iznos i nadezhnost' vinto-rulevogo kompleksa sudov* [Wear and reliability of ship propeller-steering complex]. Moscow, Transport Publ., 1970. 232 p.

13. *GOST 7199-77. Podshipniki rezino-metallicheskie sudovye. Tekhnicheskie usloviya* [GOST 7199-77. Rubber-metal ship bearings. Technical specifications]. Moscow, Izd-vo standartov, 1977. 15 p.

14. *OST 5.4183-76. Podshipniki grebnyh i dejdvudnyh valov kaprolonovye. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [OST 5.4183-76. Caprolon bearings of propeller and stern shafts. General specifications]. Leningrad, Izd-vo sudostroitel'noj promyshlennosti, 1976. 46 p.

15. *RTM 31.5034-78. Podshipniki grebnyh i dejdvudnyh valov kaprolonovye. Tekhnologicheskie trebovaniya k izgotovleniyu i montazhu pri sudoremonte* [RTM 31.5034-78. Caprolon bearings of propeller and stern shafts. Technological requirements for manufacturing and mounting in ship repair]. Sevastopol', Izd-vo ChCPKB, 1978. 89 p.

16. *RTM 31.5004-75. Podshipniki skol'zheniya grebnyh valov iz nemetallicheskih materialov. Tekhniko-ekspluatatsionnye trebovaniya k materialam, izgotovleniyu i ekspluatatsii* [RTM 31.5004-75. Non-metallic slide bearings of propeller shaft. Technical and operational requirements for materials, manufacturing and operation]. Available at: <http://www.iprosoft.ru/docs/?nd=1200060657> (accessed: 20.11.2019).

The article submitted to the editors 22.11.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Halyavkin Alexey Aleksandrovich – Russia, 414000, Astrakhan; Gazprom Dobycha Astrakhan, Ltd.; Candidate of Technical Sciences; Leading Technological Engineer; sopromat112@mail.ru.

Makeev Sergey Aleksandrovich – Russia, 644080, Omsk, Siberian State Automobile and Highway University; Doctor of Technical Sciences; Assistant Professor; Professor of the Department of Building Structures; makeev608079@mail.ru.

Loshadkin Dmitry Vladimirovich – Russia, 143026, Moscow; Innovation Center Plastmass Group, Ltd.; Candidate of Chemical Sciences, Senior Researcher; Head of the Department of Project Development; 410@zedex.ru.

Mamontov Victor Andreevich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Power Complexes of Marine Engineering Equipment; sopromat112@mail.ru.

Salamekh Ali – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Shipbuilding and Power Complexes of Marine Engineering Equipment; a.salameh@mail.ru.

Shatskov Denis Olegovich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State University; Candidate of Physics and Mathematics; Assistant Professor of the Department of Mathematics and Teaching Methodology; denislli@mail.ru.

Auslender Anna Yakovlevna – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State University; Senior Lecturer of the Department of World Economics and Finance; auslender.anna@mail.ru.

