

СУДОСТРОЕНИЕ, СУДОРЕМОНТ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ФЛОТА

DOI: 10.24143/2073-1574-2021-2-7-15

УДК [629.5.035-233.1-233.21:539.3]:534.2

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ ДЕЙДВУДНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА РАБОЧЕЕ СОСТОЯНИЕ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА

*А. А. Халявкин¹, С. А. Макеев², Д. В. Лошадкин³, В. А. Мамонтов⁴,
Саламех Али⁵, А. Я. Ауслендер⁶*

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 Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала
Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета
водного транспорта, Астрахань, Российская Федерация

⁶ Астраханский государственный университет,
Астрахань, Российская Федерация

Рассматривается судовой валопровод и его конструкция. В зависимости от конструктивных особенностей, условий работы, воздействий постоянных, динамических, переменных и случайных нагрузок эксплуатация валопровода сопровождается износом конструкции и вспомогательных деталей. Приведены формулы расчетов предельно допустимых зазоров при эксплуатации в дейдвудных подшипниках гребных валов, соответствующие нормам и технико-эксплуатационным требованиям. Представлен график определения предельно допустимых зазоров в металлических дейдвудных подшипниках. Проведен динамический расчет валопровода, целью которого является определение влияния жесткостных параметров дейдвудных подшипников на собственную частоту поперечных колебаний. Отмечается, что срок службы валопровода зависит от выбранного материала втулок или вкладышей дейдвудных подшипников судна (бакаут, баббит, текстолит, капролон, бронза, полиуретаны, резина) и величины их износа. Представлена расчетная схема судового валопровода на упругих опорах с коэффициентом жесткости. Для оценки влияния упругих свойств дейдвудных подшипников использован метод начальных параметров. Среди исследователей сложилось общее мнение: чем больше износ дейдвудных подшипников, тем ниже значение их коэффициента жесткости. При определенной величине износа дейдвудных подшипников возникает явление резонанса при самых низких рабочих частотах. Доказано, что чем больше значение прогиба в точке крепления гребного винта, тем меньше собственная частота поперечных колебаний валопровода. Указывается, что при динамических расчетах следует принимать во внимание отрыв гребного вала от самого дейдвудного подшипника, поскольку именно он способствует уменьшению собственной частоты и появлению резонанса при поперечных колебаниях.

Ключевые слова: судовой валопровод, дейдвудный подшипник, износ, зазор, коэффициент жесткости, прогиб балки.

Для цитирования: Халявкин А. А., Макеев С. А., Лошадкин Д. В., Мамонтов В. А., Саламех Али, Ауслендер А. Я. Анализ влияния упругих свойств дейдвудных подшипников на рабочее состояние судового валопровода // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2021. № 2. С. 7–15. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-2-7-15.

Введение

Судовой валопровод как система соединенных между собой валов (гребного, промежуточного, упорного) по одной оси является связующим звеном между двигателем и гребным винтом. Он опирается на дейдвудные и промежуточные подшипники. Количество подшипников и их расположение зависит от геометрических и рабочих параметров самого валопровода. К основным геометрическим параметрам относится диаметр и длина валопровода; к рабочим – частота вращения, крутящий момент и т. д. Основной функцией валопровода является передача крутящего момента от двигателя к винту и восприятия продольного усилия от винта к корпусу судна. Повышение срока службы, рабочих параметров и режимов при эксплуатации валопровода – актуальные задачи судостроительной отрасли в настоящее время, что подтверждается большим количеством опубликованных научных работ [1–7].

Определение допускаемой величины износа дейдвудных подшипников

Безусловно, валопровод представляет собой сложную динамическую систему, что обусловлено конструктивными особенностями, условием работы, действием постоянных, динамических, переменных и случайных нагрузок.

При эксплуатации валопровода происходит износ и образование дефектов не только самого валопровода (рис. 1), но и его вспомогательных элементов.



Рис. 1. Трещины в районе шейки гребного вала

Вспомогательными элементами валопровода являются дейдвудные подшипники, материал, длина и форма сечения которых зависят от класса судна или типа водных путей, где оно эксплуатируется (например, река – море). Есть зависимости также от диаметра и частоты вращения валопровода, расстояния между опорами и воспринимаемыми нагрузками.

Одним из главных параметров рабочего состояния дейдвудных подшипников судов является предельный зазор между гребным валом и самим дейдвудным подшипником, в процессе износа увеличивающийся. Предельно допустимые зазоры при эксплуатации в дейдвудных подшипниках гребных валов, набранных планками из бакаута, древесных слоистых пластиков ДСП-А и ДСП-Б, древеснотекстолитового пластика Д5ТСП, лигнита, новотекса, капрона и резино-металлическими цельными и капролоновыми втулками должны соответствовать нормам, определяемым по формулам [5, 8]:

– для дейдвудных подшипников с вкладышами из неметаллических материалов при диаметре вала по облицовке $d_{rp} \leq 600$ мм:

$$\Delta = 0,012d_{rp} + 1,8;$$

– для дейдвудных подшипников с вкладышами из неметаллических материалов при диаметре вала по облицовке $d_{гр} \geq 600$ мм:

$$\Delta = 0,02d_{гр} + 6,$$

где Δ – предельный допустимый зазор при эксплуатации, мм; $d_{гр}$ – диаметр вала (по облицовке), мм.

В работе [9] для определения предельно допустимых зазоров, мм, в металлических дейдвудных подшипниках представлено выражение

$$\Delta = 0,005d_{гр} + 1. \quad (1)$$

На основании зависимости (1) приведен график предельно допустимых в эксплуатации зазоров (рис. 2).

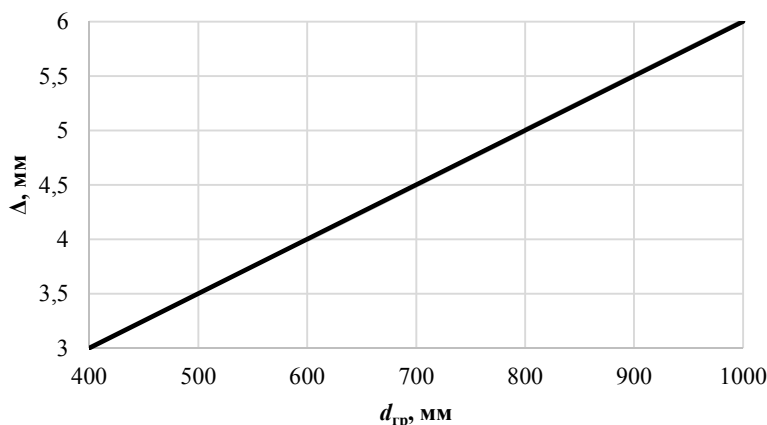


Рис. 2. Определение предельно допустимых эксплуатационных зазоров в металлических дейдвудных подшипниках

Расчет судового валопровода с учетом упругих свойств дейдвудных подшипников

В различных работах, связанных с исследованиями статического и динамического расчетов судового валопровода, отмечено, что разработчики пытаются учесть упругие и механические свойства дейдвудных подшипников уже при проектировании судового валопровода. Расчетная схема представляет собой балку круглого постоянного или переменного сечения, которая лежит на упругих опорах с коэффициентом жесткости размерностью Н/м, моделирующих дейдвудные подшипники.

В расчетных схемах, где дейдвудные подшипники заменяются упругими опорами, реакции которых основываются на законе Гука (согласно которому возникающая в упругом теле деформация пропорциональна приложенной к этому телу силе [5, 7]), реакцию в упругих опорах представляют как

$$R_i = -ky_i, \quad (2)$$

где k – коэффициент жесткости, Н/м; y_i – величина осадки упругой опоры, м. 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. Существует общее мнение: чем больше значения износа, тем ниже коэффициент жесткости [6]:

$$\Delta = \min \rightarrow \max;$$

$$k = \max \rightarrow \min.$$

Уменьшение жесткости дейдвудных подшипников приводит к повышению напряженно-деформированного состояния всего валопровода и возникновению резонансного состояния.

В различных исследованиях приводится численное значение коэффициента жесткости упругих опор без ссылок на источники (табл. 1).

Значение коэффициента жесткости в зависимости от материала

Материал	Модуль упругости		Коэффициент жесткости	
	Численное значение, МПа	Источник	Численное значение, Н/м	Источник
Резино-металлический	–	[8]	$1,3 \cdot 10^8$ $1,7 \cdot 10^8$	[2] [3]
Резино-эбонитовый	–	[8]	$2,3 \cdot 10^8$	[3]
Капролон	$2,3 \cdot 10^3$	[8]	$0,36 \cdot 10^8$ $2,5 \cdot 10^8$	[5] [2]
Бакаут	$2,3 \cdot 10^3$	[10]	$5 \cdot 10^8$	[2]
Баббит	$52 \cdot 10^3$	[11]	$\geq 5 \cdot 10^8$	[5]

Для оценки влияния коэффициента жесткости упругих опор, моделирующих кормовой и носовой подшипники, рассмотрим расчетную схему валопровода на рис. 3.

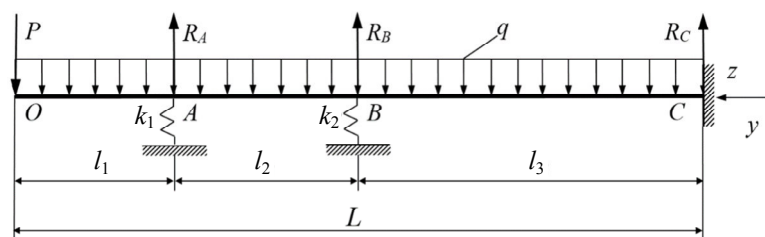


Рис. 3. Расчетная схема судового валопровода: P – сосредоточенная нагрузка; L – длина валопровода; q – распределенная нагрузка; k_1 и k_2 – коэффициенты жесткости упругих опор; R_A, R_B, R_C – реакции опор

Для определения прогиба балки V_0 в месте приложения сосредоточенной силы воспользуемся универсальным уравнением изогнутой оси балки, записанным по методу начальных параметров [12]:

$$y_z = y_0 + \varphi_0 z + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum M \frac{(z-a)^2}{2!} + \sum F \frac{(z-b)^3}{3!} + \sum q \frac{(z-d)^4}{4!} \right], \quad (3)$$

где y_z – прогиб балки; y_0, φ_0 – начальные параметры (прогиб и угол поворота в начале координат); EJ_x – жесткость балки при изгибе; a, b, d – расстояние от начала координат до сечений, где приложены внешние нагрузки; z – координата сечения балки.

Записанное уравнение прогибов (3) в полном виде для каждого участка имеет 6 неизвестных параметров: прогиб V_0 , угол поворота сечения φ_0 в начале координат; реакции на упругих опорах R_1, R_2 ; изгибающий момент M_2 и реакцию R_3 в защемленной опоре. Исходя из четырех граничных условий ($M(0) = 0, Q(0) = P, M(L) = 0, V(L) = 0$) и двух условий на упругих опорах (2) составим систему четырех однородных уравнений:

$$\begin{cases} -V_0 + \varphi_0 L + \frac{1}{EJ} \left[\frac{R_1 (l_1 + l_2)^3}{6} + \frac{R_2 l_2^3}{6} - \frac{PL^3}{6} - \frac{qL^4}{24} \right] = 0, \\ -\varphi_0 L - \frac{1}{EJ} \left[\frac{R_1 (l_1 + l_2)^2}{2} + \frac{R_2 l_2^2}{2} - \frac{PL^2}{2} - \frac{qL^3}{6} \right] = 0, \\ -V_0 + \varphi_0 l_0 + \frac{1}{EJ} \left[-\frac{Pl_0^3}{6} - \frac{ql_0^4}{24} \right] + \frac{R_1}{k_1} = 0, \\ -V_0 + \varphi_0 (l_0 + l_1) + \frac{1}{EJ} \left[\frac{R_1 l_1^3}{6} - \frac{P(l_0 + l_1)^3}{6} - \frac{q(l_0 + l_1)^4}{24} \right] + \frac{R_2}{k_2} = 0. \end{cases}$$

В табл. 2 представлены значения реакций в опорах, изгибающего момента в защемленной опоре, прогиба на конце балки диаметром 120 мм (в точке действия сосредоточенной нагрузки, характеризующей гребной винт) при изменении коэффициента жесткости в диапазоне с $1 \cdot 10^6$ по $1 \cdot 10^{10}$ Н/м (рис. 4). Частота вращения вала – $6,68 \text{ с}^{-1}$ (42 рад/с); лопастная частота судна $n_n = 168 \text{ рад/с}$.

Таблица 2

Влияние коэффициента жесткости опор на основные параметры расчетной схемы

$k, \text{ Н/м}$	$R_1, \text{ Н}$	$R_2, \text{ Н}$	$R_3, \text{ Н}$	$(P + qL), \text{ Н}$	$M_2, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$V_0, \text{ мм}$
$1 \cdot 10^6$	4 411,12	1 103,04	1 166,6	6 680,7597	3 807,47	6,12
$1 \cdot 10^7$	6 244,93	471,43	-35,6		35,43	1,15
$1 \cdot 10^8$	6 971,95	-1 207,72	916,53		221,74	0,37
$1 \cdot 10^9$	7 135,94	-1 680,92	1 225,74		375,11	0,26
$1 \cdot 10^{10}$	7 154,88	-1 736,79	1 262,67		395,11	0,25

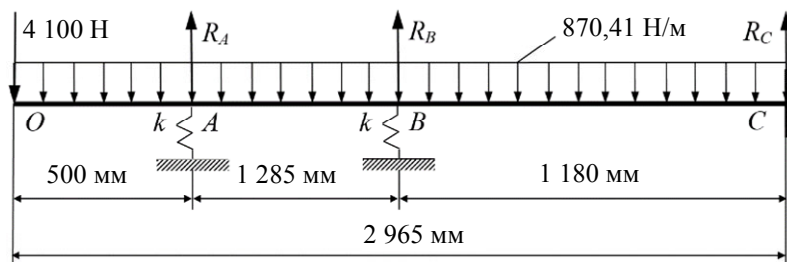


Рис. 4. Расчетная схема валопровода морского судна

Таким образом, с повышением коэффициента жесткости упругих опор ($k_1 = k_2 = k$) значения реакций в опорах стремятся к значениям, полученным при расчете балки на шарнирных опорах (рис. 5), т. к. соответствуют значениям, указанным в расчетах проектирования судна.

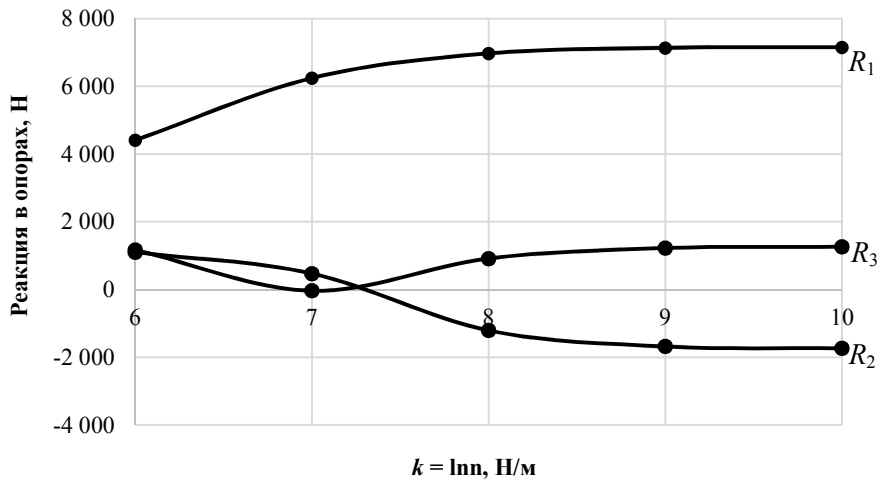


Рис. 5. Значение реакций в опорах от коэффициента жесткости

Произведем оценку влияния коэффициента жесткости упругих опор в исследуемой расчетной схеме на значение собственной частоты поперечных колебаний. Принимая во внимание значение прогибов V_0 (см. табл. 2), вычисляем собственную частоту [12]:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{V_0}}$$

На рис. 6 проиллюстрирована зависимость собственной частоты от прогиба на конце балки.

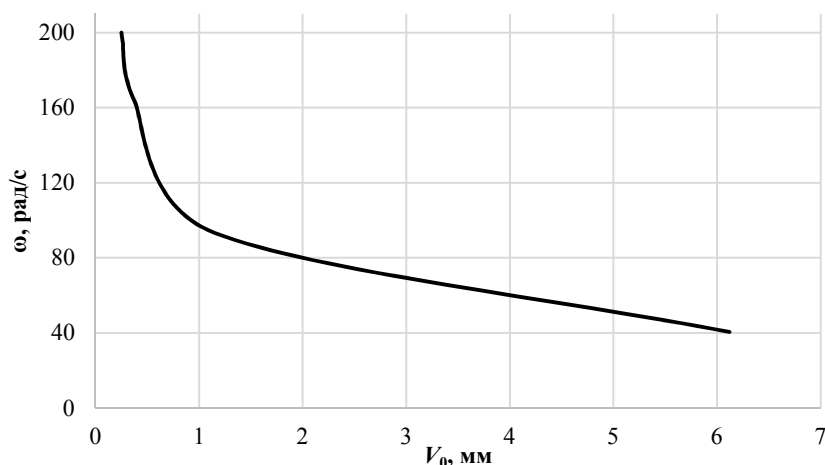


Рис. 6. Зависимость собственной частоты ω от изгиба V_0 балки

Согласно графику (рис. 6) при значении коэффициента жесткости дейдвудных подшипников выше $1 \cdot 10^8$ Н/м собственная частота валопровода в точке расположения гребного винта не меняется. Каждый рассматриваемый материал на основании его упругих и механических свойств (см. табл. 1) обеспечивает достаточную жесткость. Но в работах [1, 2, 10] указывается изменение собственной частоты до резонансного состояния при износе дейдвудных подшипников.

Заключение

Результаты вышеприведенного исследования позволяют сделать вывод, что при 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 во времени. Данный процесс лишь усиливается при увеличении износа дейдвудных подшипников и действии внешних нагрузок, что и приводит к резонансному состоянию при рабочих частотах вращения судового валопровода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Виноградов С. С., Гавриш П. И.* Износ и надежность винто-рулевого комплекса судов. М.: Транспорт, 1970. 232 с.
2. *Кельзон А. С., Январев Н. В., Мурамович В. Г.* Оптимизация укладки судовых валопроводов // Судостроение. 1993. № 5. С. 15–16.
3. *Комаров В. В.* Состояние укладки гребных валов на дейдвудных опорах // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2006. № 2 (31). С. 259–267.
4. *Михайлова М. А.* Анализ изнашивания дейдвудных подшипников в зависимости от физико-механических характеристик материала вкладышей и условий эксплуатации судна // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2005. № 2 (25). С. 135–140.
5. *Халявкин А. А.* Разработка методики определения допустимых износов дейдвудных капролоновых подшипников на основе расчетов поперечных колебаний валопроводов судов: дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2014. 148 с.
6. *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.
7. *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 // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2020. № 1. С. 83–93. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

8. *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: 20.08.2020).
9. *Кохан Н. М., Друт В. И.* Ремонт валопроводов морских судов. М.: Транспорт, 1980. 238 с.
10. *Балацкий Л. Т., Бегагоен Т. Н.* Эксплуатация и ремонт дейдвудных устройств морских судов. М.: Транспорт, 1975. 160 с.
11. *ASM Handbook*. Vol. 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials. ASM International. Handbook Committee, 1990. 1328 p.
12. *Александров А. В., Потанов В. Д., Державин Б. П.* Соппротивление материалов. М.: Высш. шк., 1995. 560 с.

Статья поступила в редакцию 15.01.2021

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Алексей Александрович Халявкин – канд. техн. наук; ведущий инженер-технолог; ООО «Газпром добыча Астрахань»; Россия, 414000, Астрахань; sorgomat112@mail.ru.

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

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

Виктор Андреевич Мамонтов – д-р техн. наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; Астраханский государственный технический университет; Россия, 414056, Астрахань; sorgomat112@mail.ru.

Саламех Али – канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры судомеханических дисциплин; Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта; Россия, 414000, Астрахань; a.salameh@mail.ru.

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



ANALYSIS OF INFLUENCE OF ELASTIC PROPERTIES OF DEADWOOD BEARINGS ON SHAFT LINE OPERABILITY

*A. A. Halyavkin¹, S. A. Makeev², D. V. Loshadkin³, V. A. Mamontov⁴,
Salamekh Ali⁵, A. Ya. Auslender⁶*

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 Caspian Institute of Sea and River Transport after General-Admiral F. M. Apraksin,
branch of Volga State University of Water Transport, Astrakhan, Russian Federation

⁶ Astrakhan State University,
Astrakhan, Russian Federation

Abstract. The paper considers the ship shafting and its design. Depending on the constructive features, operating conditions, effects of continuous, dynamic, variable and random loads the operation of the shaft line is accompanied by wear of the shafting structure and auxiliary parts. The formulas for calculating the maximum permissible clearances during operation in stern bearings of propeller shafts are given, according to the norms and technical and operational requirements. A graph of the maximum permissible clearances in metal stern bearings is presented. There has been carried out a dynamic design of the shaft line in order to define the influence of rigid characteristics of the stern bearings on eigen frequency of transverse vibrations. It is noted that the service life of the shaft line depends on the material of bushings or liners of the bearings (bakout, babbit, textolite, caprolon, bronze, polyurethanes, rubber) and their wear degree. The design scheme of the ship shaft line on elastic supports with a coefficient of rigidity is presented. To assess the influence of the elastic properties of deadwood bearings, the method of initial parameters was used. According to the researchers' opinion, the greater the wear, the lower their stiffness coefficient. At a certain wear degree of deadwood bearings, there occurs resonance at the lowest operating frequencies. It has been proved that the greater the deflection at the attachment point of the propeller, the lower the eigen frequency of transverse vibrations of the shaft line. It has been pointed out that the calculations should include the separation of the shaft line from the deadwood bearing, since it contributes to a decrease in eigen frequency and causes a resonance during transverse vibrations.

Key words: marine shafting, stern bearing, wear, clearance, stiffness coefficient, beam deflection.

For citation: Halyavkin A. A., Makeev S. A., Loshadkin D. V., Mamontov V. A., Salamekh Ali, Auslender A. Ya. Analysis of influence of elastic properties of deadwood bearings on shaft line operability. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2021;2:7-15. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2021-2-7-15.

REFERENCES

1. Vinogradov S. S., Gavrish P. I. *Iznos i nadezhnost' vinto-rulevogo kompleksa sudov* [Wear and reliability of propeller-rudder complex of ships]. Moscow, Transport Publ., 1970. 232 p.
2. Kel'zon A. S., Ianvarev N. V., Muramovich V. G. Optimizatsiia ukladki sudovykh valoprovodov [Optimization of laying of ship shafting]. *Sudostroenie*, 1993, no. 5, pp. 15-16.
3. Komarov V. V. Sostoianie ukladki grebnykh valov na deidvudnykh oporakh [Laying of propeller shafts on stern-tube supports]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiya*, 2006, no. 2 (31), pp. 259-267.
4. Mikhailova M. A. Analiz iznashivaniia deidvudnykh podshipnikov v zavisimosti ot fiziko-mekhanicheskikh kharakteristik materiala vkladyshei i uslovii ekspluatatsii sudna [Analysis of stern bearing wear depending on physical and mechanical characteristics of liner material and operating conditions of vessel]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2005, no. 2 (25), pp. 135-140.
5. Khaliavkin A. A. *Razrabotka metodiki opredeleniia dopuskaemykh iznosov deidvudnykh kaprolonovykh podshipnikov na osnove raschetov poperechnykh kolebaniy valoprovodov sudov: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Developing method for determining permissible wear of stern kaprolon bearings using analysis of transverse vibrations of ship shafting: diss. ... cand. tech. sci.]. Astrakhan', Izd-vo AGTU, 2014. 148 p.
6. Khaliavkin A. A., Auslender A. Ia. Otsenka vliianiia uprugikh svoistv kormovogo deidvudnogo podshipnika na znachenie sobstvennoi chastoty pri lineinykh poperechnykh kolebaniiax sudovogo valoprovoda [Assessment of influence of elastic properties of stern bearing on eigen frequency under linear transverse vibrations of ship shafting]. *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.
7. Khaliavkin A. A., Makeev S. A., Loshadkin D. V., Mamontov V. A., Salamekh Ali, Shatskov D. O., Auslender A. Ia. Otsenka vliianiia uprugikh svoistv podshipnikov skol'zheniia deidvudnogo ustroistva sudna na znachenie koeffitsienta zhestkosti [Assessment of influence of elastic properties of sliding bearings of stern-tube device on stiffness coefficient value]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiya*, 2020, no. 1, pp. 83-93. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

8. RTM 31.5004-75. *Podshipniki skol'zheniia grebnykh valov iz nemetallicheskikh materialov. Tekhniko-ekspluatatsionnye trebovaniia k materialam, izgotovleniiu i ekspluatatsii* [RTM 31.5004-75. Plain bearings for propeller shafts made of non-metallic materials. Technical and operational requirements for materials, manufacturing and operation]. Available at: <http://www.iprosoft.ru/docs/?nd=1200060657> (accessed: 20.08.2020).
9. Kokhan N. M., Drut V. I. *Remont valoprovodov morskikh sudov* [Repair of sea vessels shafting]. Moscow, Transport Publ., 1980. 238 p.
10. Balatskii L. T., Begagoen T. N. *Ekspluatatsiia i remont deidvudnykh ustroistv morskikh sudov* [Operation and repair of stern devices of sea vessels]. Moscow, Transport Publ., 1975. 160 p.
11. *ASM Handbook. Vol. 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*. ASM International. Handbook Committee, 1990. 1328 p.
12. Aleksandrov A. V., Potapov V. D., Derzhavin B. P. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Vysshiaia shkola Publ., 1995. 560 p.

The article submitted to the editors 15.01.2021

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

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

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

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

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

Salamekh Ali – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Ship Mechanical Disciplines; Caspian Institute of Sea and River Transport after General-Admiral F. M. Apraksin, branch of Volga State University of Water Transport; Russia, 414000, Astrakhan; a.salameh@mail.ru.

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

