

Научная статья  
УДК [629.5.035-233.1-233.21:539.3]:534.2  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-1-42-49>

## Способ повышения надежности дейдвудных подшипников валопроводов судов

А. А. Халявкин<sup>1✉</sup>, В. А. Мамонтов<sup>2</sup>, В. В. Бондаренко<sup>3</sup>, А. В. Ивановская<sup>4</sup>,  
Д. А. Лошадкин<sup>5</sup>, П. В. Еремицкий<sup>6</sup>

<sup>1,6</sup> Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта, Астрахань, Россия, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

<sup>2</sup> Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

<sup>3</sup> ООО «Река 21», Серпухов, Московская область, Россия

<sup>4</sup> Керченский государственный морской технологический университет, Керчь, Россия

<sup>5</sup> ООО «Эверс Груп Рус», Москва, Россия

**Аннотация.** Исследуется энергетическая установка судна, и рассматриваются его элементы – валопровод и дейдвудные подшипники. Указывается, что дейдвудные подшипники служат опорами для судового валопровода. Описываются условия эксплуатации, действие нагрузок и возникновение возможных дефектов, которые уменьшают ресурс дейдвудных подшипников и судового валопровода. Практический срок эксплуатации судов без ремонта определяется исключительно техническим состоянием дейдвудного узла и величиной зазора между гребным валом и дейдвудными подшипниками, который в процессе износа подшипников увеличивается. Рассматриваются конструкционные и технологические способы повышения надежности дейдвудных подшипников. Отмечается, что причинами утраты ресурсных показателей дейдвудных подшипников служат необратимые физические процессы, происходящие на поверхности и в объеме материала на структурном уровне вследствие длительности воздействия циклических напряжений, что в дальнейшем приводит к предельному состоянию в виде недопустимого для дальнейшей эксплуатации износа. Приводятся методы совершенствования существующих конструкций дейдвудного узла, а также новые конструктивные решения при проектировании или ремонте дейдвудных подшипников судна. Предлагается новая конструкция дейдвудного подшипника, которая основывается на требованиях и правилах нормативных документов. Представлены эскиз и фотоснимок предлагаемого дейдвудного подшипника, который представляет собой металлический корпус с сегментами из двух материалов: ZX-100K (Zedex) и резина. Предлагаемая конструкция дейдвудного подшипника позволит повысить надежность дейдвудного устройства судна, исключить неработающие участки сегментов и увеличить площадь опоры гребного вала на вкладыши. Сделаны выводы о возможности снижения контактных статических и динамических удельных нагрузок, амортизации ударных нагрузок.

**Ключевые слова:** надежность, судовая энергетическая установка, судовой валопровод, гребной вал, дейдвудный подшипник, износ, вибрация

**Для цитирования:** Халявкин А. А., Мамонтов В. А., Бондаренко В. В., Ивановская А. В., Лошадкин Д. А., Еремицкий П. В. Способ повышения надежности дейдвудных подшипников валопроводов судов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 1. С. 42–49. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-1-42-49>.

Original article

## Method of improving reliability of deadwood bearings of ship shaft lines

A. A. Khalyavkin<sup>1✉</sup>, V. A. Mamontov<sup>2</sup>, V. V. Bondarenko<sup>3</sup>, A. V. Ivanovskaya<sup>4</sup>,  
D. V. Loshadkin<sup>5</sup>, P. V. Eremitkii<sup>6</sup>

<sup>1,6</sup> Caspian Institute of Sea and River Transport after General-Admiral F. M. Apraksin, branch of Volga State University of Water Transport, Astrakhan, Russia, [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

<sup>2</sup> Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

<sup>3</sup> Reka 21, LLC, Serpukhov, Moscow region, Russia

<sup>4</sup> Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russia

<sup>5</sup> Evers Group Rus, Ltd, Moscow, Russia

**Abstract.** The paper gives the analysis of the ship power plant its elements: a shaft line and deadwood bearings. The deadwood bearings are said to serve as supports for the ship shaft line. The operating conditions, the effect of loads and the occurrence of possible defects that reduce the life of deadwood bearings and the shaft line are described. The actual operation life of ships without repair depends on the technical condition of the deadwood unit and on the size of clearance between the propeller shaft and deadwood bearings which increases because of wear of the bearings. Structural and technological ways of increasing the reliability of deadwood bearings are described. It is stated that the resource loss of deadwood bearings is caused by the irreversible physical processes occurring on the surface and inside the bearings at the structural level under continuous cyclic stresses, which results in the extreme condition and wear unacceptable for further operation. There are considered the methods of improving the structures of the deadwood unit, as well as new solutions for the design or repair of ship deadwood bearings. There is proposed a new design of a deadwood bearing based on the requirements and rules of regulatory documents. A sketch and a picture of the proposed deadwood bearing are presented, which is a metal housing with segments made of two materials: ZX-100K (Zedex) and rubber. The proposed design of the deadwood bearing will increase the reliability of the ship deadwood device, eliminate non-working sections of segments and increase the support area of the propeller shaft on the bushings. It has been inferred that there is a possibility to reduce the contact static and dynamic specific loads and amortize the shock loads.

**Keywords:** reliability, marine power plant, marine shaft line, propeller shaft, deadwood bearing, wear, vibration

**For citation:** Khalyavkin A. A., Mamontov V. A., Bondarenko V. V., Ivanovskaya A. V., Loshadkin D. V., Eremitiskii P. V. Method of improving reliability of deadwood bearings of ship shaft lines. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies.* 2022;1:42-49. (In Russ.) <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-1-42-49>.

### Введение

Валопровод является частью двигательной системы судна, передает крутящий момент от двигателя к гребному винту и воспринимает осевые нагрузки от гребного винта к корпусу судна. Его можно представить как систему валов, которые расположены на одной оси и опираются на дейдвудные, промежуточные и упорные подшипники [1–4].

К основным материалам дейдвудных подшипников можно отнести [5–11] бакаут, баббит, текстолит (ПТК-С), тefлон (импортный аналог текстолита), оркот, капрлон, деклон, резина, древесно-слоистый пластик (ДСП), древесно-текстолитовый пластик (ДСТСП), углепластики (УГЭТ-Т, ФУТ), полиуретаны.

В настоящее время одним из распространенных материалов является капрлон. Данный вид полимера позволяет уменьшить массу узлов, повысить ресурс дейдвудного устройства судна, снизить шумность и вибрацию. Следует отметить, что под воздействием сил трения капрлон образует на своей поверхности специальный защитный слой, который выступает в качестве смазки и обеспечивает высокие антифрикционные свойства. В сравнении с бронзой и стальными сплавами, применение капрлона позволяет продлить эксплуатационный ресурс узла в 1,5 раза [12]. Капрлон обладает следующими преимуществами: малый удельный вес, стойкость к коррозионному влиянию, устойчивость к агрессивным средам, высокий уровень износостойкости, способность самосмазывания, работа в широком диапазоне температур, полная экологическая безопасность, высокие прочностные качества, возможность изготовления втулок дейдвудных подшипников больших диаметров [13].

Одним из новых внедренных материалов для изготовления дейдвудных подшипников является композит, выпускаемый под зонтичным брендом

Zedex. Данный материал производится на территории Российской Федерации единственной группой компаний ООО «ГД Пластмасс Групп», которая является разработчиком технологии производства. Материалы такого типа производятся уже более десяти лет, и за это время наработан большой опыт применения их как в судостроении, так и в машиностроении. Материалы Zedex обладают улучшенными техническими характеристиками, что позволяет применять их для замены традиционных технологически устаревших или дорогостоящих материалов.

### Обзор предлагаемых конструкций дейдвудных подшипников

Дейдвудные устройства до настоящего времени остаются уязвимым местом судна. Поэтому в отечественном и зарубежном судостроении идут поиски методов совершенствования существующих конструкций, а также новых конструктивных решений. Об этом свидетельствует большое количество опубликованных работ [1, 4, 5, 7, 14].

Как доказывает практика эксплуатации, ресурс дейдвудных подшипников зависит от многих факторов: задаваемой нагрузки, конструкции подшипников, района плавания и степени загрязненности речной и морской воды, вибрации и материала облицовки гребного вала, качества монтажа при установке или ремонте судна, а также деформации корпуса судна при эксплуатации.

Причинами утраты ресурсных показателей дейдвудных подшипников служат необратимые физические процессы, происходящие на поверхности и в объеме материала на структурном уровне вследствие длительности воздействия циклических напряжений. Процесс идет без видимых признаков изменения свойств материала и приводит деталь к предельному состоянию, которое характеризуется или задиром, или, что более приемлемо с точки

зрения стабильности работы, появлением полосы износа недопустимой для дальнейшей эксплуатации ширины.

Безусловно, практический срок эксплуатации судов без ремонта определяется исключительно техническим состоянием дейдвудного узла и вели-

чиной зазора между гребным валом и дейдвудными подшипниками, который в процессе износа подшипников увеличивается [5]. На величину износа влияют также механические и упругие свойства материалов втулок или вкладышей дейдвудных подшипников (таблица).

Таблица

Table

Основные параметры материалов дейдвудных подшипников\*

Main parameters of deadwood bearing materials

Материал	Коэффициент трения по бронзе	Удельная нагрузка, МПа	Предел прочности при сжатии, МПа	Водопоглощение max, %	Примечание
Бакаут	0,009	0,25–0,3	73,5	16,5	–
Капролон	0,04–0,08	0,25	90	20	Твердость по Бринеллю, МПа: 130
ДСП-А	0,005–0,008	0,2	180	20	–
Резина	0,004–0,007	0,35	160	–	Твердость по Шору: А, 60–75
Текстолит	0,008	0,3	250	–	–
Анита-40	0,005–0,006	0,3	50–72	0,005	Твердость по Бринеллю, МПа: 105
Баббит	0,005	0,7–1,0	110	–	–

\* Составлено по [6, 11–13].

Действующие статические, динамические и случайные нагрузки со стороны валопровода, гребного винта, двигателя на дейдвудные подшипники превышают значения нагрузок, полученные расчетным путем при проектировании. Следует отметить, что немаловажную роль играет и неравномерность нагружения по длине и диаметру дейдвудного подшипника.

В работе [4] В. А. Николаев при исследовании резинометаллических дейдвудных подшипников [2] рассматривает расчетную схему реакций, общий вид которой представлен на рис. 1.

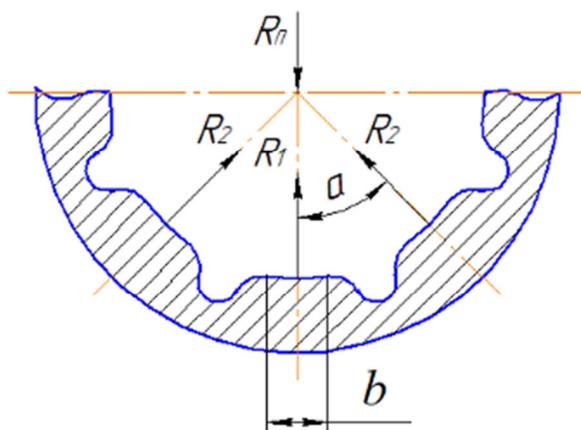


Рис. 1. Расчетная схема нагружения дейдвудного подшипника

Fig. 1. Calculation scheme of a deadwood bearing loading

Для равновесного состояния системы необходимо выполнить условие

$$R_{\Pi} - R_1 - R_2 \cos \alpha = 0,$$

где  $R_{\Pi}$  – реакция дейдвудного подшипника, определяемая расчетным путем при проектировании валопровода;  $R_1$  – реакция нижней опорной планки;  $R_2$  – реакция боковой опорной планки.

Поскольку реакции нижней и боковой планок связаны между собой как

$$R_1 = R_2 \cos \alpha,$$

то выражение определения реакции нижней планки относительно реакции дейдвудного подшипника будет иметь вид [4]:

$$R_1 = \frac{R_{\Pi}}{1 + 2 \cos^2 \alpha}.$$

В работе [2] среднее удельное давление, действующее на подшипник, предлагается определять как

$$p = \frac{R_1}{bL}, \quad (1)$$

где  $b$  – ширина рабочей плоскости нижней опорной планки, м;  $L$  – рабочая длина подшипника, м.

При этом известно следующее выражение определения среднего удельного давления дейдвудного подшипника от действия нагрузки  $P$  [2, 13]:

$$p = \frac{P}{DL} = \frac{R_{\Pi}}{DL}, \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр подшипника, м.

Согласно вышеприведенным выражениям среднего удельного давления (1) и (2) именно нижняя часть дейдвудного подшипника испытывает наибольшие нагрузки. А при износе втулок или вкладышей реакции на опорах только увеличиваются.

Подтверждением данного вида нагружения дейдвудного подшипника являются результаты экспериментальных исследований на атомном ледоколе «Россия» [7]:

- неравномерность нагруженности по длине, что приводит к уменьшению эффективной длины подшипника;

- нагрузки, полученные расчетным путем, не соответствуют действительным, возникающим при эксплуатации и носящим динамический характер;

- кормовой дейдвудный подшипник воспринимает основную динамическую нагрузку на расстоянии не более двух диаметров гребного вала от кормового среза дейдвудного подшипника;

- податливость дейдвудных подшипников влияет на величину их износа.

Поэтому во многих работах [1, 3, 7–10] отмечается, что использование абсолютно жесткого подшипника не является целесообразным. Он должен обладать определенной упругостью (податливостью), которая должна быть определена относительно размеров валопровода и гребного винта, действующих нагрузок, расположения дейдвудных и промежуточных подшипников по длине валопровода:

$$R_1 = \frac{\delta}{\lambda},$$

где  $\delta$  – осадка дейдвудного подшипника, м;  
 $\lambda$  – коэффициент податливости дейдвудного подшипника, м/Н, который связан с коэффициентом жесткости выражением

$$k = \frac{1}{\lambda}.$$

Расположение упругих элементов рассматривается в работе в виде патента полезной модели [9], где описывается новая конструкция дейдвудного подшипника валопроводов. Дейдвудный подшипник (рис. 2) имеет наружную втулку 1 и внутренние втулки в виде колец 3, которые соединяются между собой специальными бандажами 4. Между втулками располагается упругий эластичный материал 2, который изготавливается из резины. Упругий материал из резины 2 и бандажи 4 позволяют обеспечить равномерность распределения нагрузок, действующих со стороны валопровода и гребного винта. Повышение надежности дейдвудного подшипника достигается путем снижения нагрузок

на кромках подшипника и равномерного распределения нагрузок по всей длине самого подшипника.

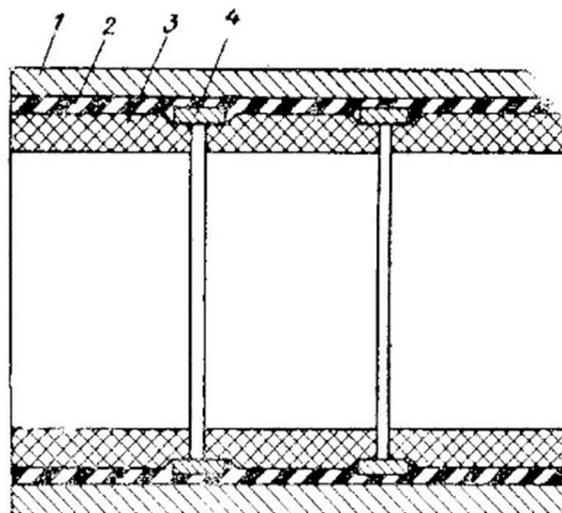


Рис. 2. Дейдвудный подшипник с эластичным материалом: 1 – наружная втулка; 2 – эластичный материал из резины; 3 – внутренние втулки; 4 – бандажи

Fig. 2. Deadwood bearing with elastic material: 1 - outer bushing; 2 - elastic rubber material; 3 - internal bushings; 4 - bandages

В работе в виде патента полезной модели [8] предлагается дейдвудный подшипник, особенностью которого является установка упругих элементов 4 в продольные и поперечные гнезда 3 антифрикционного материала 2 самого подшипника (рис. 3). Установленные в специальные гнезда 3 упругие элементы 4 образуют замкнутые полости 5, 6 и 7, в которые подается смазывающая жидкость под определенным давлением через систему трубопроводов 9, и создают гидравлическую подушку между гребным валом 8 и рабочей поверхностью антифрикционного материала 2. Отмечено, что предлагаемая конструкция позволит повысить работоспособность дейдвудного подшипника судового валопровода в целом.

В работе [3] рассматривается задача определения оптимальной длины дейдвудных подшипников в зависимости от условий эксплуатации и конструктивных особенностей валопровода (рис. 4). Отмечается, что изменение длины кормового дейдвудного подшипника возможно за счет снижения его радиальной жесткости. Для этого предлагается новая схема дейдвудного устройства, ее основным отличием от принятых схем [11–13] является установка упругого элемента 3. Информация о материале упругого элемента отсутствует.

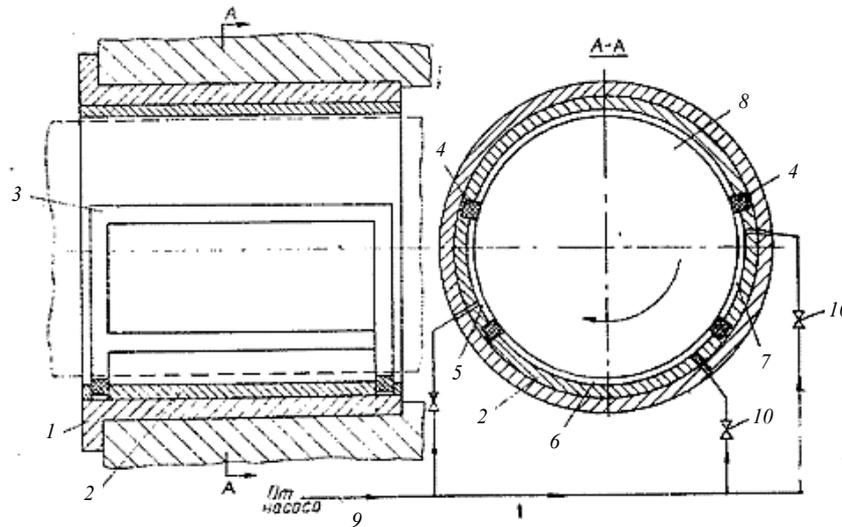


Рис. 3. Дейдвудный подшипник с упругими элементами: 1 – дейдвудная втулка; 2 – антифрикционный материал; 3 – продольные и поперечные гнезда; 4 – упругий элемент; 5–7 – полости; 8 – гребной вал; 9 – система трубопроводов; 10 – клапан

Fig. 3. Deadwood bearing with elastic elements: 1 – stern tube; 2 - anti-friction material; 3 - longitudinal and transverse sockets; 4 - elastic element; 5–7 - cavities; 8 - propeller shaft; 9 - pipeline system; 10 - valve

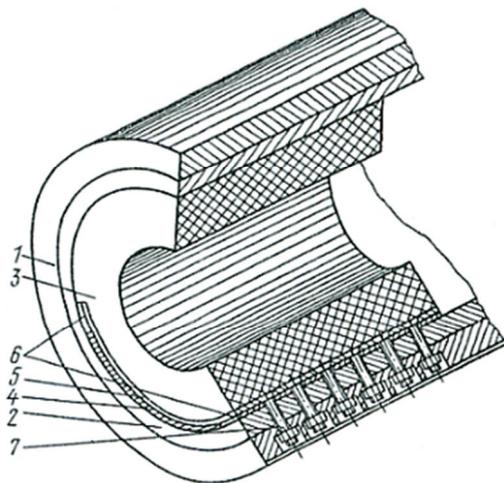


Рис. 4. Схема укороченного дейдвудного подшипника: 1 – дейдвудная труба; 2 – промежуточная металлическая втулка; 3 – капролоновый вкладыш; 4 – паз; 5 – упругий элемент; 6 – опорная прокладка; 7 – болт

Fig. 4. Scheme of a shortened deadwood bearing: 1 - deadwood tube; 2 - intermediate metal sleeve; 3 - caprolon insert; 4 - groove; 5 - elastic element; 6 - support gasket; 7 - bolt

Проведенные расчеты собственных поперечных колебаний подтвердили, что снижение радиальной жесткости позволяет уменьшить его длину в 2–3 раза при условии сохранения грузоподъемности подшипника.

Влияние демпфирующих свойств на рабочее состояние дейдвудного подшипника также под-

тверждается в работе [1]. Установка упругих демпфирующих элементов 3 позволит повысить площадь опоры вала на вкладыши (рис. 5), снизить контактные статические и динамические удельные нагрузки. Авторы в работе [1] предлагают при изготовлении упругих демпфирующих элементов использовать пористые элементы из спрессованной проволоки марки 36НХТЮ ГОСТ 14118-85, а для вкладыша – углепластик ФУТ.

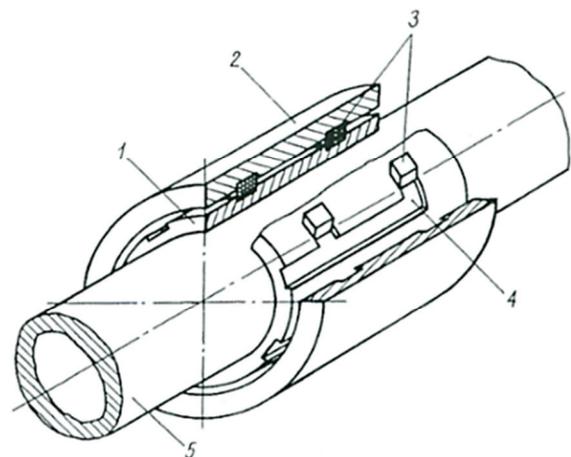


Рис. 5. Схема подшипника с эластичным вкладышем: 1 – вкладыш с антифрикционным материалом; 2 – корпус подшипника; 3 – упругодемпфирующие элементы; 4 – пазы; 5 – вал

Fig. 5. Scheme of the bearing with elastic bushing: 1 - bushing with anti-friction material; 2 - bearing housing; 3 - elastic damping elements; 4 - grooves; 5 - shaft

### Конструкция комбинированного дейдвудного подшипника

На основании вышеприведенного исследования условий работы валопровода и его вспомогательных элементов предлагается комбинирование конструкции в дейдвудном подшипнике, которые заключаются в установке сегментов из двух материалов: ZX-100K (Zedex) и резины. В нижней части корпуса 1 подшипника устанавливается сегмент 3 из материала ZX-100K, далее – сегменты 2 из материала резины (рис. 6, а).

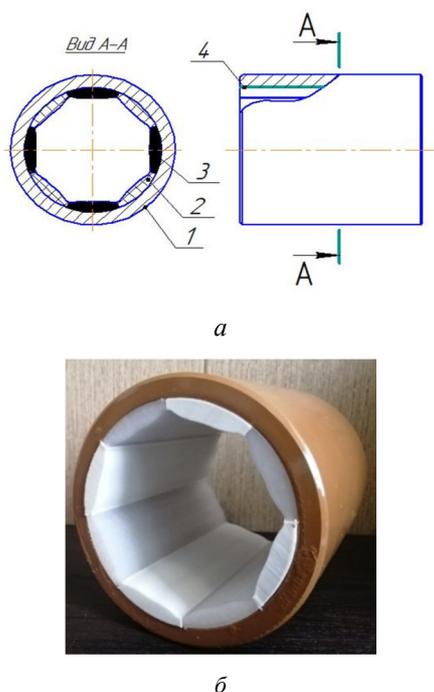


Рис. 6. Комбинирование дейдвудного подшипника: а – конструкция дейдвудного подшипника: 1 – корпус; 2 – вкладыш из резины; 3 – вкладыш из материала ФУТ; 4 – клей; б – общий вид дейдвудного подшипника

Fig. 6. Deadwood bearing combination: а - deadwood bearing design: 1 - body; 2 - rubber bushing; 3 - bushing made of material ФУТ; 4 - glue; б - general view of the deadwood bearing

### Список источников

1. Ашуров А. Е., Горин С. В., Пиеницын А. А., Чуприна С. В. Об одном способе повышения ресурса судовых дейдвудных подшипников // Судостроение. 1997. № 2. С. 32–33.
2. ГОСТ 7199-77. Подшипники резино-металлические судовые. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1977. 15 с.
3. Елизаров В. Н., Смыков А. В. Оптимизация параметров капролоновых дейдвудных подшипников за счет снижения их радиальной жесткости // Судостроение. № 11. 1983. С. 23–26.
4. Николаев В. А. Конструирование и расчет судовых валопроводов. Л.: Судпромгиз, 1956. 358 с.
5. Мамонтов В. А., Миронов А. И., Кужахметов Ч. А., Халявкин А. А. Анализ износов капролоновых втулок дейдвудных подшипников гребного вала // Вестн.

Все сегменты могут располагаться внутри корпуса 1 подшипника путем клея или болтового соединения, в зависимости от геометрических размеров гребного вала.

К достоинствам материалов под маркой Zedex можно отнести незначительный коэффициент сухого трения и температурного расширения; высокую износостойкость, вибропрочность и демпфирование в широком диапазоне рабочих температур; способность поглощать крупные абразивные частицы и выталкивать мелкие в паре трения «металл – втулка из Zedex»; способность выдерживать высокое удельное давление и распределять по большей площади локальное давление, вызванное кромочным контактным напряжением; высокую точность установки с натягом; минимальное водопоглощение. Максимальное давление на рабочей поверхности ZX-100K составляет 0,75 МПа.

Геометрические размеры сегментов, их установка и расположение в корпусе дейдвудного подшипника принимаются на основании действующих нормативных и регламентирующих документов для дейдвудных подшипников судов [10, 12, 13].

### Заключение

Предлагаемая конструкция дейдвудного подшипника, состоящая из разнородных материалов, способствует повышению надежности дейдвудного устройства судна, т. к. позволяет исключить неработающие участки сегментов и тем самым увеличивает площадь опоры гребного вала на вкладыши, снижает контактные статические и динамические удельные нагрузки, а также амортизирует ударные нагрузки. Повышается качество диагностического исследования при ремонте дейдвудного устройства судна. Новый дейдвудный подшипник может быть использован как для морских, так и для речных судов.

Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2012. № 1. С. 30–35.

6. 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.

7. Мурамович В. Г., Январев Н. В. Влияние радиальных динамических реакций на ресурс дейдвудных подшипников на ледоколах // Судостроение. 1993. № 8-9. С. 15–16.

8. Пат. 288582 СССР, МПК В 63h 23/36. Дейдвудный подшипник / Балацкий Л. Т., Зиккер Л. М.; № 1214382/27-11; заявл. 19.01.1968; опубл. 03.12.1970, Бюл. № 36.

9. Пат. 420499 СССР, МПК В 63h 23/34; F 16c 33/04. Дейдвудный подшипник / Борисов В. И., Данилов В. И., Лобастов В. Д., Сикоренко Н. П., Середин Д. Г., Шульмин В. И.; № 1769986/27-11; заявл. 07.04.1972; опубл. 25.03.1974, Бюл. № 11.

10. Пат. РФ № 2112159, МПК F16C 17/14. Подшипник скольжения / Степанов Б. П., Арефьев А. А., Бураков В. Н., Шмелев С. А., Шумов А. Н.; № 94038598/28; заявл. 14.10.1994; опубл. 27.05.1998.

11. Пат. РФ № 2554182, МПК C08J 5/16, C08J 5/06, C08L 27/18, C08K 13/04, F16C 33/20. Антифрикционный композитный материал для подшипников скольжения судовых валопроводов и гребных валов / Андриенко А. А.,

Ершов Я. В., Федорова О. Е.; № 2013156732/05; заявл. 19.12.2013; опубл. 27.06.2015, Бюл. № 18.

12. РТМ 31.5004-75. Подшипники скольжения гребных валов из неметаллических материалов. Технико-эксплуатационные требования к материалам, изготовлению и эксплуатации. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (дата обращения: 12.10.2020).

13. Рубин М. Б., Бахарева В. Е. Подшипники в судовой технике: справ. Л.: Судостроение, 1987. 344 с.

14. Zhang X. L., Yin Z. W., Gao G. Y., Li Zheng. Determination of stiffness coefficients of hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings // *Tribology International*. 2015. N. 85. P. 37–47.

## References

1. Ashurov A. E., Gorin S. V., Pshenitsyn A. A., Chuprina S. V. Ob odnom sposobе povysheniia resursa sudovykh deidvudnykh podshipnikov [On one method for increasing service life of ship deadwood bearings]. *Sudostroenie*, 1997, no. 2, pp. 32-33.

2. GOST 7199-77. Podshipniki rezino-metallicheskie sudovye. Tekhnicheskie usloviia [GOST 7199-77. Rubber-metal ship bearings. Specifications]. Moscow, Izd-vo standartov, 1977. 15 p.

3. Elizarov V. N., Smykov A. V. Optimizatsiia parametrov kaprolonovykh deidvudnykh podshipnikov za schet snizheniia ikh radial'noi zhestkosti [Optimizing parameters of caprolon deadwood bearings by reducing their radial stiffness]. *Sudostroenie*, no. 11, 1983, pp. 23-26.

4. Nikolaev V. A. *Konstruirovaniie i raschet sudovykh valoprovodov* [Design and calculation of ship shafting]. Leningrad, Cudpromgiz, 1956. 358 p.

5. Mamontov V. A., Mironov A. I., Kuzhakhmetov Ch. A., Khaliavkin A. A. Analiz iznosov kaprolonovykh vtulok deidvudnykh podshipnikov grebnogo vala [Wear analysis of caprolon bushings of propeller shaft deadwood bearings]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaiia tekhnika i tekhnologiia*, 2012, no. 1, pp. 30-35.

6. Mikhailova M. A. Analiz iznashivaniia deidvudnykh podshipnikov v zavisimosti ot fiziko-mekhanicheskikh kharakteristik materiala vkladyshei i uslovii ekspluatatsii sudna [Analysis of deadwood bearing wear depending on physical and mechanical characteristics of material of liners and ship operating conditions]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2005, no. 2 (25), pp. 135-140.

7. Muramovich V. G., Ianvarev N. V. Vliianie radial'nykh dinamicheskikh reaktsii na resurs deidvudnykh pod-

shipnikov na ledokolakh [Influence of radial dynamic reactions on resource of deadwood bearings on icebreakers]. *Sudostroenie*, 1993, no. 8-9, pp. 15-16.

8. Balatskii L. T., Zikker L. M. *Deidvudnyi podshipnik* [Stern bearing]. Patent SSSR № 1214382/27-11; 03.12.1970.

9. Borisov V. I., Danilov V. I., Lobastov V. D., Sikorenko N. P., Seredin D. G., Shul'min V. I. *Deidvudnyi podshipnik* [Stern bearing]. Patent SSSR № 1769986/27-11; 25.03.1974.

10. Stepanov B. P., Arefev A. A., Burakov V. N., Shmelev S. A., Shumov A. N. *Podshipnik skol'zheniia* [Plain Bearing]. Patent RF, no. 2112159, 27.05.1998.

11. Andrienko A. A., Ershov Ia. V., Fedorova O. E. *Antifriktsionnyi kompozitnyi material dlia podshipnikov skol'zheniia sudovykh valoprovodov i grebnykh valov* [Anti-friction composite material for plain bearings of ship shafting and propeller shafts]. Patent RF, no. 2554182, 27.06.2015.

12. РТМ 31.5004-75. Подшипники скольжения гребных валов из неметаллических материалов. Технико-эксплуатационные требования к материалам, изготовлению и эксплуатации [RTM 31.5004-75. Propeller shaft plain bearings made of non-metallic materials. Technical and operational requirements for materials, manufacture and operation]. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200001411> (accessed: 12.10.2020).

13. Rubin M. B., Bakhareva V. E. *Podshipniki v sudovoi tekhnike: spravochnik* [Bearings in ship technology: reference book]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1987. 344 p.

14. Zhang X. L., Yin Z. W., Gao G. Y., Li Zheng. Determination of stiffness coefficients of hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings. *Tribology International*, 2015, no. 85, pp. 37-47.

Статья поступила в редакцию 25.01.2022; одобрена после рецензирования 30.01.2022; принята к публикации 07.02.2022  
The article was submitted 25.01.2022; approved after reviewing 30.01.2022; accepted for publication 07.02.2022

## Информация об авторах / Information about the authors

**Алексей Александрович Халиявкин** – кандидат технических наук; доцент кафедры судомеханических дисциплин; Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта; 414000, Астрахань, ул. Никольская, 6; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Alexey A. Khalyavkin** – Candidate of Technical Sciences, 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; 414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6; [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Виктор Андреевич Мамонтов** – доктор технических наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; Астраханский государственный технический университет, 414056, Астрахань, ул. Татищева, 16; sopromat112@mail.ru

**Виктор Валентинович Бондаренко** – главный инженер; ООО «Река 21»; 142211, Московская область, Серпухов, Московское шоссе, 84А; reka21@mail.ru

**Александра Витальевна Ивановская** – кандидат технических наук, доцент; доцент кафедры судовых энергетических установок; Керченский государственный морской технологический университет; 298309, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82; invkerch@yandex.ru

**Дмитрий Владимирович Лошадкин** – кандидат химических наук; старший научный сотрудник, заместитель генерального директора; ООО «Эверс Групп Рус»; 125493, Москва, ул. Флотская, 5Б, офис № 108; loshadkindv@hotmail.com

**Петр Валерьевич Еремицкий** – студент кафедры судомеханических дисциплин; Каспийский институт морского и речного транспорта им. генерал-адмирала Федора Матвеевича Апраксина, филиал Волжского государственного университета водного транспорта, 414000, Астрахань, ул. Никольская, 6; piter97\_59@bk.ru

**Victor A. Mamontov** – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Marine Engineering Complexes; Astrakhan State Technical University; 414056, Astrakhan, Tatishcheva St., 16; sopromat112@mail.ru

**Viktor V. Bondarenko** – Chief Engineer; Reka 21, LLC, 142211, Moscow region, Serpukhov, Moskovskoe Shosse, 84A; reka21@mail.ru

**Aleksandra V. Ivanovskaya** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Marine Power Plants; Kerch State Maritime Technological University; 298309, Kerch, Ordzhonykydze St., 82; invkerch@yandex.ru

**Dmitry V. Loshadkin** – Candidate of Chemical Sciences; Senior Researcher, Deputy Director-General; Evers Group Rus, LLC; 125493, Moscow, Flotskaya St., 5B, Office no. 108; loshadkindv@hotmail.com

**Peter V. Eremitckii** – Student 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; 414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6; piter97\_59@bk.ru

