

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ И УПРУГИХ СВОЙСТВ ДЕЙДВУДНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ЧИСЛЕННОЕ ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЖЕСТКОСТИ

А. А. Халявкин¹, С. А. Макеев², В. А. Мамонтов³, Д. О. Шацков⁴

¹ *Астраханский газоперерабатывающий завод – филиал ООО «Газпром Переработка», Астрахань, Российская Федерация*

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

³ *Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Российская Федерация*

⁴ *Астраханский государственный университет, Астрахань, Российская Федерация*

Исследуется влияние коэффициента жёсткости упругих опор и основания, моделирующих в расчётных схемах дейдвудные подшипники, на напряжённо-деформированное состояние судового валопровода. Определена значимость коэффициента жёсткости при проектировании судового валопровода и его элементов. Коэффициент жёсткости в расчётах принят как величина постоянная. Упругие свойства втулок дейдвудных подшипников могут оказывать существенное влияние на параметры проектируемых валопроводов. К основным видам материала дейдвудных подшипников относятся капролон, бакаут, баббит, резина. Представлена расчётная схема судового валопровода на упругих точечных опорах. Отмечено, что во многих исследованиях при расчёте судового валопровода указывается значение коэффициента жёсткости и отсутствует ссылка на источники и способы его получения. Проиллюстрирован общий вид деформированного контакта вала с дейдвудным подшипником. Предложена методика определения коэффициента жёсткости с учётом механических и геометрических параметров судового валопровода и его дейдвудных подшипников. Получено уравнение определения коэффициента жёсткости дейдвудных подшипников, которое позволяет учесть упругие параметры втулок дейдвудных подшипников и геометрию контакта судового валопровода с самой втулкой. С целью оценки достоверности предлагаемой методики был проведен ряд экспериментальных статических исследований на гидропрессе П-125, для чего были изготовлены приспособления и специальная оправка. Сущность метода определения модуля упругости, согласно ГОСТ 9550-81, заключается в измерении отношения приращения напряжения к соответствующему приращению относительной деформации сжатия. Доказано, что расхождение значений коэффициента жёсткости, полученных экспериментальным и теоретическим путём, не превышает 8 %.

Ключевые слова: судовый валопровод, дейдвудный подшипник, коэффициент жёсткости, эксперимент, проектирование.

Для цитирования: Халявкин А. А., Макеев С. А., Мамонтов В. А., Шацков Д. О. Исследование влияния механических и упругих свойств дейдвудных подшипников на численное значение коэффициента жесткости // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 2. С. 71–79. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-2-71-79.

Введение

Постоянный рост морских и речных перевозок требует не только систематического пополнения торгового флота новыми судами, но и коренного улучшения в области судостроения и судоремонта, в частности повышение надёжной эксплуатации судна. Для этого необходимо повысить и улучшить прочностные и жёсткостные характеристики всех элементов и узлов самого судна.

Судовой валопровод представляет собой систему валов, целью которых является передача крутящего момента от двигателя движителю и восприятие осевого усилия от движителя к корпусу судна. Валопровод опирается на дейдвудные, промежуточные и упорные подшипники. Его геометрические и механические параметры зависят от размеров судна и места расположения

главных двигателей. В процессе эксплуатации судовой валопровод работает в весьма сложных динамических условиях. Нарушение его работоспособности приводит к снижению скорости хода или полной его потере, повышенной вибрации, ускоренному износу и выходу из строя его элементов и узлов. Последующий ремонт в большинстве случаев требует вывода судна из эксплуатации и постановки его в док, что приводит к большим материальным и денежным затратам.

Согласно исследованиям [1–5] при проведении статических и динамических расчётов судового валопровода необходимо учитывать упругие свойства втулок дейдвудных подшипников. Такие свойства могут существенно влиять на параметры проектируемого валопровода.

Упругие свойства втулок дейдвудных подшипников характеризуются коэффициентом жёсткости материалов, из которых они изготовлены [5]. К основным видам материала дейдвудных подшипников можно отнести капролон, бакаут, баббит, резину.

При расчёте судового валопровода зачастую указывается значение коэффициента жёсткости и отсутствует ссылка на источники и способы его получения. Как известно, насколько точно будет получено значение коэффициента жёсткости, настолько качественно будет проведён расчёт [5].

Исследование коэффициента жёсткости втулок дейдвудных подшипников

В работах [1–5] при статических и динамических расчётах судовой валопровод рассматривают как балку постоянного по длине сечения, которая опирается на шарнирные и упругие (точечные или протяженные) опоры.

В предлагаемом исследовании дейдвудные подшипники валопровода моделируются в расчётных схемах упругими точечными опорами (рис. 1).

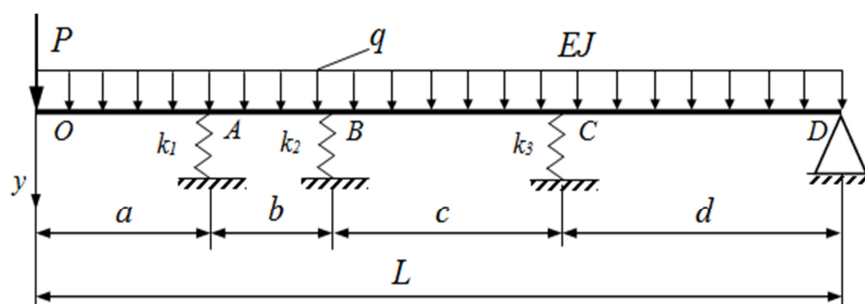


Рис. 1. Расчётная схема судового валопровода на упругих точечных опорах:
 A, B, C, D, O – точки расположения опор и сосредоточенной нагрузки P ;
 L – общая длина балки; k – коэффициент жёсткости упругой опоры;
 a, b, c, d – расстояние между опорами и сосредоточенной нагрузкой P ;
 q – распределённая нагрузка; EJ – изгибная жёсткость

Параметр, характеризующий упругие свойства подшипников в расчётных схемах, называется коэффициентом жёсткости k , который принят в расчётах как постоянная величина и имеет размерность Н/м или Н/м². Как правило, размерность Н/м характеризует в большинстве случаев коэффициент жёсткости упругой опоры (точечной опоры), размерность Н/м² – упругого основания (протяженная опора).

Исходя из этого упрощения, в расчётах принята линейная зависимость между реакцией и перемещением опорных сечений:

$$R = -ky,$$

где R – реакция, Н; y – осадка упругой опоры от приложенной нагрузки, Н/м.

В данной работе приводится методика определения коэффициента жёсткости дейдвудного подшипника при моделировании его статической работы. Представим расчётную схему опоры в виде двух элементов: вал диаметром d и втулка дейдвудного подшипника. При этом будем считать сечение вала недеформируемым.

Начало координат расположим в центре недеформированного подшипника. При действии поперечных сил на вал произвольная точка A сопряжения опорного сечения вала с подшипником получит как вертикальное AC , так и радиальное AB перемещения (рис. 2).

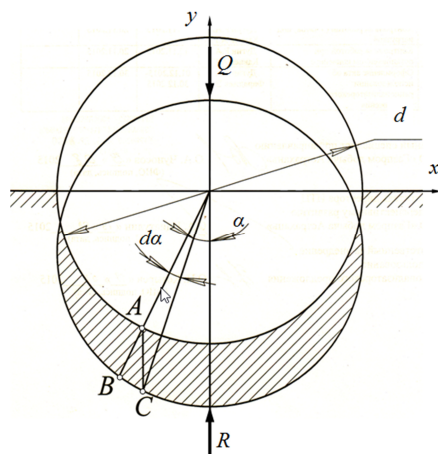


Рис. 2. Общий вид деформированного контакта вала с дейдвудным подшипником

На основании результатов работы [6] отношения радиального AB и вертикального AC перемещений связаны в первом приближении геометрической зависимостью:

$$AB = AC \cos \alpha. \quad (1)$$

Обозначим рассматриваемые перемещения как $AB = \delta_r$ и $AC = \Delta$.

Радиальное нормальное напряжение, действующее в теле дейдвудного подшипника, примет вид:

$$\sigma_r = E \varepsilon_r, \quad (2)$$

где E – модуль упругости втулок дейдвудного подшипника; ε_r – радиальная деформация дейдвудного подшипника:

$$\varepsilon_r = \delta_r / h, \quad (3)$$

где h – толщина дейдвудного подшипника.

Согласно рис. 2 вертикальная составляющая нормального напряжения во втулке дейдвудного подшипника от действия нагрузок со стороны судового валопровода имеет вид [7]:

$$\sigma_y = \sigma_r \cos \alpha. \quad (4)$$

На основании уравнений (1)–(3) уравнение (4) примет вид:

$$\sigma_y = \frac{E}{h} \Delta \cos^2 \alpha.$$

Суммируя σ_y по окружности, получаем распределённую нагрузку по длине вала:

$$q = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \sigma_y r d\alpha = \frac{E}{h} \Delta r \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha d\alpha,$$

где

$$q = \left(\frac{E}{h} r \Delta \right) \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right) \Big|_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}. \quad (5)$$

Принимая во внимание, что радиус судового валопровода r есть отношение $r = d / 2$, уравнение (5) примет вид:

$$q = \frac{\pi E d}{4h} \Delta = k_0 \Delta. \quad (6)$$

Параметр k_0 характеризует коэффициент жёсткости упругого основания с размерностью Н/м². Для определения величины вертикальной сосредоточенной силы Q , которая представляет собой нагрузку, действующую со стороны судового валопровода на дейдвудный подшипник, следует полученное выражение (6) умножить на длину подшипника:

$$Q = ql = \frac{\pi E d}{4h} \Delta l. \quad (7)$$

Важно отметить, что полученная сосредоточенная сила Q уравновешивается реакцией дейдвудного подшипника R , поэтому

$$Q = R.$$

Усредненный коэффициент жёсткости подшипника k , Н/м, длиной l , следуя выражению (7), будет определяться по формуле

$$k = \frac{Q}{\Delta} = \frac{\pi E d}{4h} l. \quad (8)$$

С целью оценки достоверности полученного уравнения (8) было проведено экспериментальное исследование. Резиновый образец загружался статической радиальной нагрузкой P на гидравлическом прессе в условиях экспериментального фрагмента дейдвудной опоры с выполнением соответствующих измерений осадки «вала».

Для этого было изготовлено экспериментальное приспособление, моделирующее фрагмент дейдвудной опоры. Приспособление состоит из основания 1 , усеченного цилиндра 2 длиной 110 мм, в который устанавливается исследуемый образец 3 толщиной 7 мм нажимной втулки 4 диаметром 26 мм и двух опорных пяток (рис. 3).

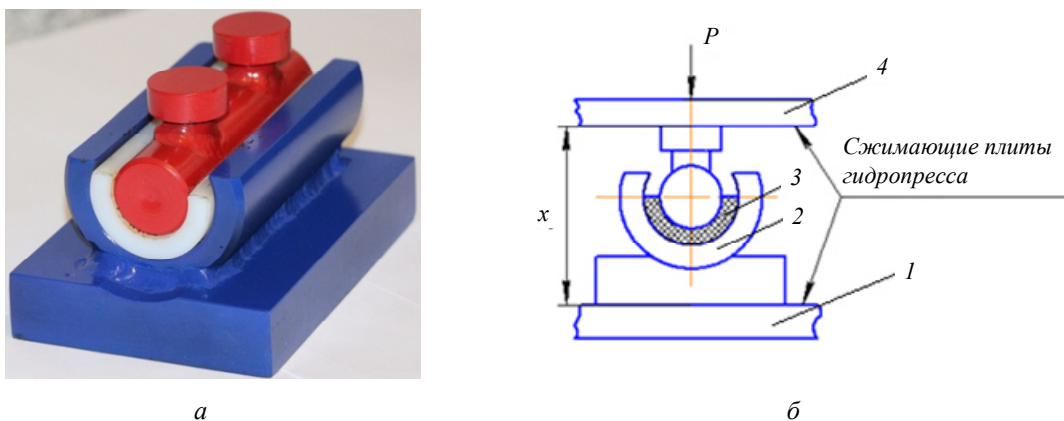


Рис. 3. Приспособление для определения коэффициента жёсткости образцов и форма деформации при задаваемой нагрузке: *а* – вид приспособления; *б* – конструктивная схема

Приспособление с образцом устанавливалось посередине сжимающих плит гидропресса П-125 (рис. 3, *б*). Длина образцов принимались равной 25, 50 и 100 мм. Образцы были изготовлены из резиновой смеси на вулканизационном гидравлическом одноэтажном прессе. Для этого была изготовлена специальная пресс-форма (рис. 4).

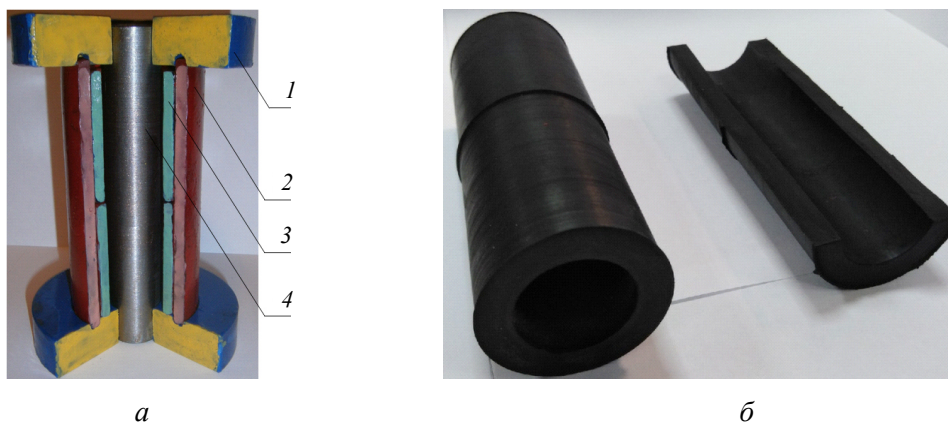
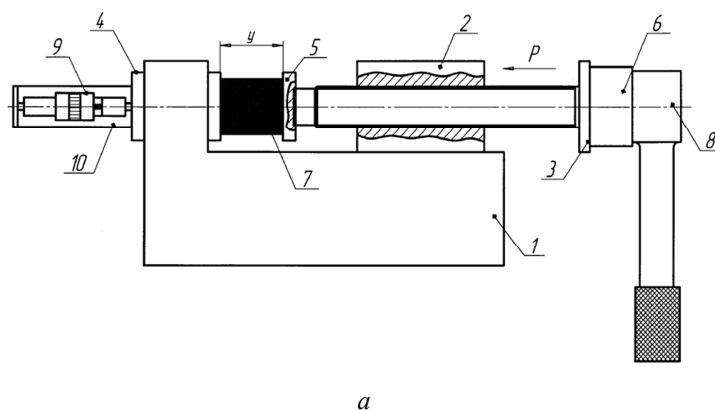


Рис. 4. Изготовление резиновых втулок: *а* – общий вид приспособления: 1 – прижимные шайбы; 2 – корпус; 3 – цилиндр; 4 – втулка диаметром 26 мм; *б* – общий вид образцов

Для исследования полученного уравнения определения коэффициента жёсткости (8) необходимо определить модуль упругости резиновых образцов, для чего была изготовлена экспериментальная оснастка.

Экспериментальная оснастка для определения модуля упругости резиновых образцов состоит из корпуса 1, цилиндра 2, прижимной втулки 3, двух пластин 4, прижимного съёмного вкладыша 5, приварной головки с квадратным отверстием 6, исследуемого образца 7, динамометрического ключа 8, нутромера 9, планки 10. Все указанные детали были изготовлены из высокопрочной стали и подвергались термическому упрочнению (рис. 5).



а



б

Рис. 5. Экспериментальная оснастка для определения модуля упругости резиновых образцов: *а* – конструктивная схема; *б* – общий вид экспериментальной оснастки

Исследуемые резиновые образцы (рис. 5) в количестве 30 штук, с размерами 20×20×20 мм, устанавливались между пластинами 4 и вкладышем 5. За счёт прижимной втулки 3 и динамометрического ключа исследуемый образец подвергался деформации вследствие действия силы P . Ве-

личина деформации y вкладыша 5, характеризующая деформацию образца, измерялась вертикальным нутромером [8] через планку 10. Величина осадки образца, мм, определялась как разность высоты образцов h и измеренной деформации y :

$$\Delta = h - y. \quad (9)$$

В нашем случае уравнение (9) примет вид:

$$\Delta = 20 - y.$$

Оправка устанавливалась в механические тиски и зажималась. При проведении эксперимента динамометрический ключ с высокой точностью позволяет определить задаваемую нагрузку на образец. Нагрузка P задавалась в диапазоне от 0,2 до 1 кН с шагом 0,2 кН соответственно.

Согласно ГОСТ 9550-81 [9] сущность метода определения модуля упругости заключается в нахождении отношения приращения напряжения к соответствующему приращению относительной деформации сжатия. Исходя из этой зависимости, модуль упругости при сжатии E вычисляется по следующей формуле:

$$E = \frac{(P_2 - P_1)l_0}{A_0(\Delta l_2 - \Delta l_1)},$$

где: P_2 – нагрузка, соответствующая относительной деформации 0,3 %, Н; P_1 – нагрузка, соответствующая относительной деформации 0,1 %, Н; l_0 – начальная длина образца, мм; A_0 – площадь начального поперечного сечения образца, мм²; Δl_2 – изменение длины, соответствующее нагрузке P_2 , мм; Δl_1 – изменение длины, соответствующее нагрузке P_1 , мм.

На основании проведённого эксперимента и полученных результатов (табл. 1) принимаем среднее численное значение модуля упругости образцов $E_{\text{ср}} = 7,53$ МПа.

Таблица 1

Определение модуля упругости образцов

№	Нагрузка P , кН	Деформация y , мм	Осадка Δh , мм	Модуль упругости E , МПа	Среднее значение $E_{\text{ср}}$, МПа
1	0,2	18,64	1,36	–	7,53
2	0,4	17,33	2,67	7,616	
3	0,6	16,03	3,97	7,71	
4	0,8	14,64	5,36	7,18	
5	1,0	13,32	6,68	7,6	

Для дальнейшей оценки достоверности полученной формулы коэффициента жёсткости втулок дейдвудных подшипников приспособление (см. рис. 3, а) с образцом устанавливается между сжимающих плит гидропресса. После чего величина смещения Δ определяется вертикальным нутромером при задаваемой сжимающей нагрузке P . Коэффициент жёсткости C образцов, полученный при эксперименте, можно представить как отношение нагрузки P к величине смещения (осадки) Δ вкладыша:

$$C = P/\Delta.$$

Коэффициент жёсткости втулок дейдвудных подшипников по длине будем определять согласно полученному выражению (8). Расхождение значений коэффициента жёсткости по предлагаемой методике с экспериментальными данными определяется как

$$\eta = \frac{(C - k)}{k} \cdot 100 \%.$$

При проведении эксперимента было исследовано 30 образцов. В табл. 2 представлены средние значения коэффициента жёсткости, полученные теоретическим и экспериментальным путём.

Значение коэффициента жёсткости образцов из резины

№	P, кН	C _{ср} , МН/м			k, МН/м			η, %		
		l = 25 мм	l = 50 мм	l = 100 мм	l = 25 мм	l = 50 мм	l = 100 мм	l = 25 мм	l = 50 мм	l = 100 мм
1	0,5	5,1 · 10 ⁵	1,02 · 10 ⁶	2,09 · 10 ⁶	5,5 · 10 ⁵	1,1 · 10 ⁶	2,2 · 10 ⁶	7,65	7,36	5,09
2	1,0	5,13 · 10 ⁵	1,03 · 10 ⁶	2,04 · 10 ⁶				6,96	6,48	7,58
3	1,5	5,12 · 10 ⁵	1,03 · 10 ⁶	2,08 · 10 ⁶				7,19	6,12	5,48
4	2	5,13 · 10 ⁵	1,04 · 10 ⁶	2,08 · 10 ⁶				6,99	5,9	5,39
5	2,5	5,15 · 10 ⁵	1,04 · 10 ⁶	208 · 10 ⁶				6,68	5,75	5,39

Согласно результатам расхождение значений коэффициента жёсткости, полученных экспериментальным и теоретическим путём, не превышает 8 %.

Заключение

При анализе деформации резиновых образцов было выявлено, что осадка втулки происходит не по нормали к поверхности подшипника, а представляет форму сегмента, аналогичную форме износа, полученной в работе.

Вычислено уравнение определения коэффициента жёсткости дейдвудных подшипников, которое позволяет учесть упругие параметры втулок дейдвудных подшипников и геометрию контакта судового валопровода с самой втулкой.

Проведённые экспериментальные исследования свидетельствуют о достоверности полученных значений коэффициента жёсткости с использованием предлагаемого уравнения.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и расчёте судового валопровода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Комаров В. В. Состояние укладки гребных валов на дейдвудных опорах // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2006. № 2 (31). С. 259–267.
2. Миронов А. И., Денисова Л. М. Влияние дейдвудных подшипников на колебания валопроводов судов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2004. № 1 (20). С. 125–130.
3. Рубин М. Б., Бахарева В. Е. Подшипники в судовой технике: справ. Л.: Судостроение, 1987. 344 с.
4. Мамонтов В. А., Халявкин А. А., Кушнер Г. А., Разов И. О. Оценка влияния жёсткости материала кормового дейдвудного подшипника на работоспособность судового валопровода // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2017. № 4. С. 80–87.
5. 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.
6. Смирнов Б. И., Данилов В. К. О стопорении капролоновых втулок подшипников скольжения рулевых устройств // Судостроение. 1979. № 4. С. 18–20.
7. Halyavkin A., Razov I., Mamontov V., Kushner G. Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2017. Vol. 90. Iss. 1. P. 12–78. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.
8. ГОСТ 10-88. Нутромеры микрометрические. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2006. 8 с.
9. ГОСТ 9550-81. Пластмассы. Методы определения модуля упругости при растяжении, сжатии и изгибе. М.: Изд-во стандартов, 2004. 7 с.

Статья поступила в редакцию 25.01.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Халявкин Алексей Александрович – Россия, 416160, Астрахань; Астраханский газоперерабатывающий завод – филиал ООО «Газпром Переработка»; канд. техн. наук; ведущий инженер-технолог; sopromat112@mail.ru.

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

Мамонтов Виктор Андреевич – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; г-р техн. наук, доцент; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; soromat112@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.



STUDYING THE INFLUENCE OF MECHANICAL AND ELASTIC PROPERTIES OF DEADWOOD BEARINGS ON RIGIDITY COEFFICIENT NUMERICAL VALUE

A. A. Halyavkin¹, S. A. Makeev², V. A. Mamontov³, D. O. Shatskov⁴

¹*Astrakhan Gas Processing Complex, branch of "Gazprom Pererabotka", LLC, Astrakhan, Russian Federation*

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

³*Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation*

⁴*Astrakhan State University, Astrakhan, Russian Federation*

Abstract. The article studies the influence of a rigidity coefficient of the elastic supports and a foundation, which simulate deadwood bearings in the design models, on the stress-strain state of the ship shaft line. The importance of a rigidity coefficient in designing the ship shaft line and its elements has been specified. In the analysis the rigidity coefficient is taken as a constant value. Elastic characteristics of the stern bearing bushings may greatly affect the parameters of the designed shaft lines. Generally, the stern bearings are made of caprolon, pockwood, babbitt and rubber. There has been presented a design model of the ship shaft line on elastic point support. It has been stated that the value of the rigidity coefficient is specified in many works when calculating the ship shaft line, but there is no reference to the sources and methods of receiving it. The overall view of the deformed contact of the shaft with stern bearing has been illustrated. The technique of determining the rigidity coefficient has been offered, subject to mechanical and geometrical parameters of the ship shaft line and its deadwood bearings. The equation of defining the stern bearing rigidity coefficient has been produced, which helps to account the elastic parameters of the bushings and geometry of contact of the ship shaft line with the bushing. For reliability of the offered technique a number of pilot studies on the hydropress П-125 were conducted, for which there were manufactured special devices and a mandrel. The essence of method of determining a rigidity module, according to GOST 9550-81, is in measuring the ratio of stress increment to a corresponding increment of relative deformation of compression. It was proved that the divergence of the values of rigidity coefficient received by the experimental and theoretical ways does not exceed 8%.

Key words: ship shaft line, deadwood bearing, rigidity coefficient, experiment, design.

For citation: Halyavkin A. A., Makeev S. A., Mamontov V. A., Shatskov D. O. Studying the influence of mechanical and elastic properties of deadwood bearings on rigidity coefficient numerical value. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;2:71-79. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-2-71-79.

REFERENCES

1. Komarov V. V. Sostoianie ukladki grebnykh valov na deidvudnykh oporakh [Laying propeller shafts upon deadwood bearings]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2006, no. 2 (31), pp. 259-267.

2. Mironov A. I., Denisova L. M. Vliianie deidvudnykh podshipnikov na kolebaniia valoprovodov sudov [Influence of deadwood bearings on the ship shaft line vibration]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2004, no. 1 (20), pp. 125-130.

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

4. Mamontov V. A., Khaliavkin A. A., Kushner G. A., Razov I. O. Otsenka vliianiia zhestkosti materiala kormovogo deidvudnogo podshipnika na rabotosposobnost' sudovogo valoprovoda [Evaluation of influence of the stern bearing rigid material on the ship shaft line operability]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiya*, 2017, no. 4, pp. 80-87.

5. Khaliavkin A. A., Auslender A. Ia. Otsenka vliianiia uprugikh svoystv kormovogo deidvudnogo podshipnika na znachenie sobstvennoi chastoty pri lineinykh poperechnykh kolebaniiax sudovogo valoprovoda [Evaluating the influence of the stern bearing elastic characteristics on the value of eigen frequency under linear transverse vibrations of the shaft line]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova*, 2018, vol. 10, no. 5, pp. 983-992. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10- 5-983-992.

6. Smirnov B. I., Danilov V. K. O stoporeniia kaprolonovykh vtulok podshipnikov skol'zheniia rulevykh ustroystv [On stopping caprolon bushings of steering gear slide bearings]. *Sudostroenie*, 1979, no. 4, pp. 18-20.

7. Halyavkin A., Razov I., Mamontov V., Kushner G. Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing*, 2017, vol. 90, iss. 1, pp. 12-78. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.

8. *GOST 10-88. Nutromery mikrometricheskie. Tekhnicheskie usloviia* [GOST 10-88. Micrometric hole-gauges. Specification]. Moscow, Standartinform Publ., 2006. 8 p.

9. *GOST 9550-81. Plastmassy. Metody opredeleniia modul'ia uprugosti pri rastiazhenii, szhatii i izgibe* [GOST 9550-81. Plastic materials. Methods of defining elasticity modulus under stretching, compressing and bending]. Moscow, Izd-vo standartov, 2004. 7 p.

The article submitted to the editors 25.01.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Halyavkin Alexey Aleksandrovich – Russia, 416160, Astrakhan; Astrakhan Gas Processing Complex, branch of “Gazprom pererabotka”, LLC; 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, Professor; Professor of the Department of Building Structures; makeev608079@mail.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 Facilities; sopromat112@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; denisli@mail.ru.

