

**Для цитирования:** Кушнер Г.А., Мамонтов В.А., Халявкин А.А. Механика контактного взаимодействия гребного вала с дейдвудным подшипником при поперечных колебаниях. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2017; 44 (2):28-36. DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-2-28-36  
**For citation:** Kushner G.A., Mamontov V.A., Khalyavkin A.A. Mechanics of contact interaction between propeller shaft and stern bearing under the transverse vibrations. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2017; 44 (2):28-36. (In Russ.) DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-2-28-36

## ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ МЕХАНИКА

УДК 539.3

DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-2-28-36

### МЕХАНИКА КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРЕБНОГО ВАЛА С ДЕЙДВУДНЫМ ПОДШИПНИКОМ ПРИ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

**Кушнер Г.А., Мамонтов В.А., Халявкин А.А.**

Астраханский государственный технический университет,  
414056, г. Астрахань, ул. Татищевая, 16, Россия,

<sup>1</sup>e-mail: [dinalt\\_13@mail.ru](mailto:dinalt_13@mail.ru), <sup>2</sup>e-mail: [v.a.mamontov@bk.ru](mailto:v.a.mamontov@bk.ru),

<sup>3</sup>e-mail: [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Резюме. Цель.** В целях повышения точности расчетов при проектировании системы судового валопровода поставлена задача определения коэффициента жесткости материала дейдвудного подшипника с учетом его геометрических размеров. **Метод.** Рассмотрена контактная задача взаимодействия гребного вала с дейдвудным подшипником. Расчеты сводятся к решению контактной задачи балки на упругом основании, моделирующей в расчетной схеме гребной вал и дейдвудный подшипник. **Результат.** Приведена характеристика механических и упругих свойств основания Винклера. Составлены формулы для определения составляющих сил упругости и величин деформации. Проведено исследование на специальном приспособлении для определения коэффициента жесткости образцов из капролона. Получена зависимость для определения коэффициента жесткости дейдвудного подшипника с учетом его геометрических размеров и формы. Для исследований были изготовлены две партии образцов вкладышей: образцы различной длины (110, 90, 70 мм) толщиной 7 мм и образцы длиной 110 мм различной толщины (6 - 7 мм). Образцы сжимались под действием задаваемой нагрузки лабораторным испытательным гидравлическим прессом 6 тип П-125. Величина смещения образцов при сжатии измерялась нутромером согласно ГОСТ 4651-82. Полученные результаты подверглись статистической обработке при доверительной вероятности  $\alpha = 0,95$ . По средним значениям результатов исследования построен график зависимости величины сжатия образца от задаваемой нагрузки при различной длине образца. Среднее значение коэффициента жесткости образцов определялось в зоне пропорциональности. При дальнейшем увеличении нагрузки наблюдался нелинейный закон деформации образцов, о чем свидетельствует быстрое изменение длины и формы образцов. **Вывод.** Предложенная методика определения коэффициента жесткости дейдвудного подшипника с учетом его размеров позволяет более точно определить характеристику жесткости системы и может быть использована при проектных расчетах валопровода судна. Достоверность полученного результата гарантируется строгими математическими выкладками.

**Ключевые слова:** механика контакта, дейдвудный подшипник, коэффициент жесткости, поперечные колебания

PHYSICAL-MATEMATICAL SCIENCE  
MECHANICS

MECHANICS OF CONTACT INTERACTION BETWEEN PROPELLER SHAFT AND  
STERN BEARING UNDER THE TRANSVERSE VIBRATIONS

Guriy A. Kushner<sup>1</sup>, Viktor A. Mamontov<sup>2</sup>, Aleksey A. Khalyavkin<sup>3</sup>

<sup>1-3</sup>Astrakhan State Technical University,

16 Tatishcheva Str., Astrakhan 414056, Russia,

<sup>1</sup>e-mail: [dinalt\\_13@mail.ru](mailto:dinalt_13@mail.ru), <sup>2</sup>e-mail: [v.a.mamontov@bk.ru](mailto:v.a.mamontov@bk.ru),

<sup>3</sup>e-mail: [sopromat112@mail.ru](mailto:sopromat112@mail.ru)

**Abstract Objectives** In order to improve the accuracy of calculations in the design of ship shafting systems, the problem was to determine the stiffness coefficient of the stern bearing material taking into account its geometric dimensions. **Methods** The contact problem of interaction between a propeller shaft incorporating a stern bearing is considered. The calculations are reduced to solving the contact problem of a beam on an elastic base, which simulates a propeller shaft and a deadwood stern bearing in the design scheme. **Results** The characteristics of the mechanical and elastic properties of the Winkler base are given. Formulas are composed for determining the components of the elastic forces and deformation values. A study was carried out using a special device for determining the stiffness coefficient of samples made of caprolon. Dependency was obtained for the determination of the stern bearing stiffness coefficient, taking into account its geometric dimensions and shape. Two batches of sample inserts were made for the investigations: samples of different lengths (110, 90, 70 mm) with a thickness of 7 mm, and samples 110 mm long with various thicknesses (6-7 mm). The samples were compressed under the impact of a defined load by a test laboratory hydraulic press of P-125 type. The values of sample offset during compression were measured by an alesometer according to GOST 4651-82. The results obtained were statistically processed with a confidence level of  $\alpha = 0.95$ . Based on the average values of the results obtained, a dependency graph of the sample compression value was plotted against the defined load for different lengths of the sample. The average value of the sample stiffness coefficient was determined in the proportional zone. A nonlinear law of sample deformation was observed during a further load increase, as evidenced by a rapid change in the length and shape of the samples. **Conclusion** The proposed method for determining the stiffness coefficient of the stern bearing, taking into account its dimensions, allows the system's stiffness characteristic to be determined more accurately, and can be used in the design calculations of the ship's shaft. The reliability of the result is assured by rigorous mathematical calculations.

**Keywords:** contact mechanics, stern bearing, stiffness coefficient, transversal vibrations

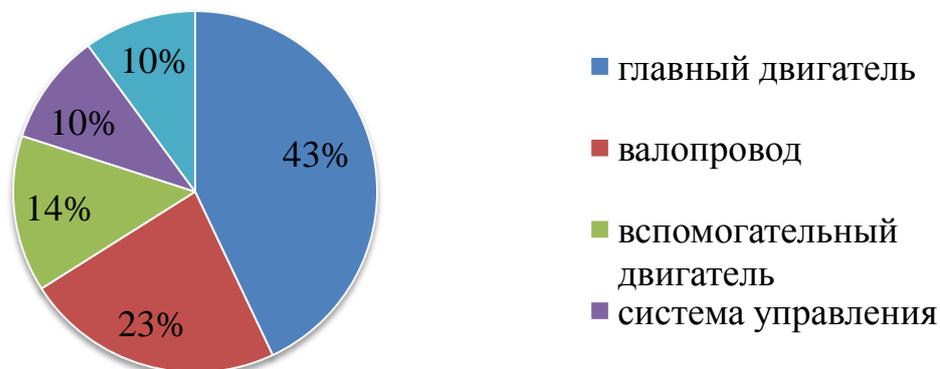
**Введение.** Проблема повышения и долговечности валопроводов судов является актуальной для судостроения. Нарушения работоспособности валопровода приводят к снижению скорости хода судна или полной потере хода. Отказы системы валопровода судна стоят на втором месте по количеству отказов [1] и составляют около четверти всех отказов оборудования на судне (рис. 1).

Согласно требованиям мировых классификационных обществ, при проектировании судового валопровода обязательным является его расчет на колебания.

Особое внимание уделено требованиям к расчету поперечных колебаний, в которых судостроители должны обеспечить, чтобы характеристики поперечных колебаний были удовлетворительными во всем диапазоне рабочих частот вращения валопровода [2 -3].

Точность расчета поперечных колебаний обусловлена возникающим неустойчивым состоянием валопровода, при котором даже на малых рабочих частотах возможно возникновение явления резонанса, приводящего к поломке системы [4].

Несмотря на наличие большого опыта в области проектирования и эксплуатации судовых валопроводов, причины и случаи их аварии еще не изжиты [5, 6].



**Рис.1. Статистические данные возникновения отказов**  
**Fig.1. Statistics of the occurrence of failures**

**Постановка задачи.** В целях повышения точности расчетов при проектировании системы судового валопровода, необходимо рассмотреть задачу контактного взаимодействия гребного вала с дейдвудным подшипником.

Для расчета поперечных колебаний валопровода судна составляются расчетные схемы, где дейдвудный подшипник моделируется упругим основанием Винклера [7-9]. Расчеты сводятся к решению контактной задачи балки на упругом основании, моделирующей в расчетной схеме гребной вал и дейдвудный подшипник.

В большинстве расчетных схем, реакция действия нагрузки на упругое основание рассчитывается по формуле, согласно гипотезе основания Винклера:

$$q = -ky, \quad (1)$$

где,  $k = k_{\text{п}} \cdot b$  – коэффициент пропорциональности величины деформации и реакции основания;

$k_{\text{п}}$  – коэффициент жесткости размерностью Н/м<sup>3</sup>;

$b$  – ширина балки, м.

Механические и упругие свойства основания Винклера характеризуются параметром  $k_{\text{п}}$ , который называется коэффициентом жёсткости или коэффициентом постели основания.

Коэффициент постели упругого основания определяется по формуле [10]:

$$k_{\text{п}} = \frac{p}{l}, \quad (2)$$

где,  $p$  – давление, прикладываемое к упругому основанию, Н/м<sup>2</sup>;

$l$  – осадка упругого основания от приложенной нагрузки, м.

Одним из главных предпосылок для повышения степени достоверности расчета конструкций на упругом основании является правильный выбор коэффициента жесткости  $k_{\text{п}}$ .

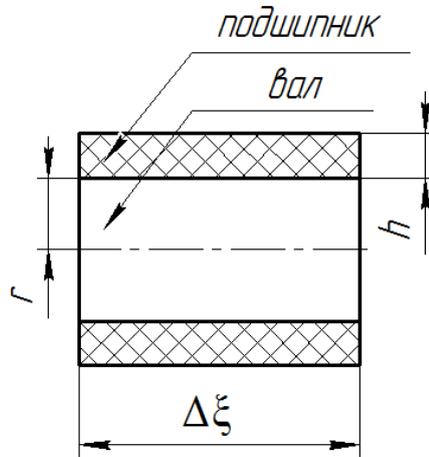
Обзор работ по расчетам валопровода показал, что во многих работах приводится только численное значение коэффициента жесткости материала  $k$  дейдвудных подшипников без ссылки на источники. Значение коэффициента жесткости  $k$  для капролона в работах [11 -12] принято равным  $1 \text{ Па}$ , в других работах [13 -14] коэффициент жесткости для капролона принимается равным  $0,5 \cdot 10^9 \text{ Па}$ .

Используемые методы расчета не предусматривают корректировку коэффициента жесткости материала дейдвудного подшипника с учетом его геометрических размеров.

**Методы исследования.** Для определения коэффициента жесткости материала дейдвудного подшипника рассмотрим контактную задачу. Пересечем подшипник с находящимся внут-

ри него валом двумя плоскостями, перпендикулярными оси вала, находящимися на расстоянии  $\Delta\xi$  друг от друга.

Рассмотрим цилиндрический элемент системы «подшипник–вал», заключенный между этими плоскостями (рис.2).



**Рис.2. Цилиндрический элемент: r – радиус гребного вала; h – толщина дейдвудного подшипника**

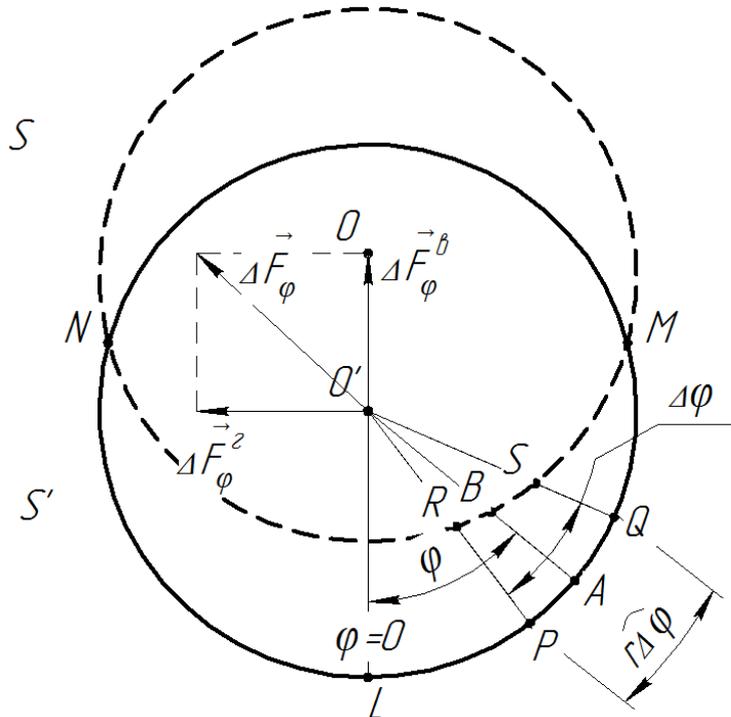
**Fig.2. Cylindrical element: r - radius of the propeller shaft; h is the thickness of the stern bearing**

Считая подшипник неизношенным, сместим вал на расстояние  $\delta$ , то есть расстояние между центром вала и центром подшипника будет равно:

$$|OO'| = \delta. \quad (3)$$

Без ограничения общности можно принять, что вал сместился по вертикали вниз.

Несмещенное и смещенное сечение вала обозначим через  $S$  и соответственно  $S'$  (рис.3).



**Рис.3. Схема реакции упругого основания**  
**Fig.3. Scheme of the reaction of the elastic base**

На окружности выберем малую дугу  $PAQ$  с угловой координатой  $\varphi$  и радианной мерой центрального угла  $\Delta\varphi$ .

Отсчет угла ведем от вертикального луча  $OL$ . За положительное направление примем поворот против часовой стрелки. Угловая длина дуги  $PAQ$  равна  $r\Delta\varphi$ .

Сила упругости  $\Delta\vec{F}_\varphi$ , создаваемая малым элементом объема подшипника  $PRSQP_1R_1S_1Q_1$  (рис.4), приложена к центру смещенного вала  $O'$  и направлена по прямой  $AO'$ . Эта сила раскладывается на горизонтальную и вертикальную составляющие:

$$\Delta\vec{F}_\varphi = \Delta\vec{F}_\varphi^B + \Delta\vec{F}_\varphi^G. \quad (4)$$

Найдем модуль вертикальной составляющей  $\Delta\vec{F}_\varphi^B$ . Согласно закону Гука, нормальное напряжение в поперечном сечении элемента подшипника  $RR_1S_1S$  равно:

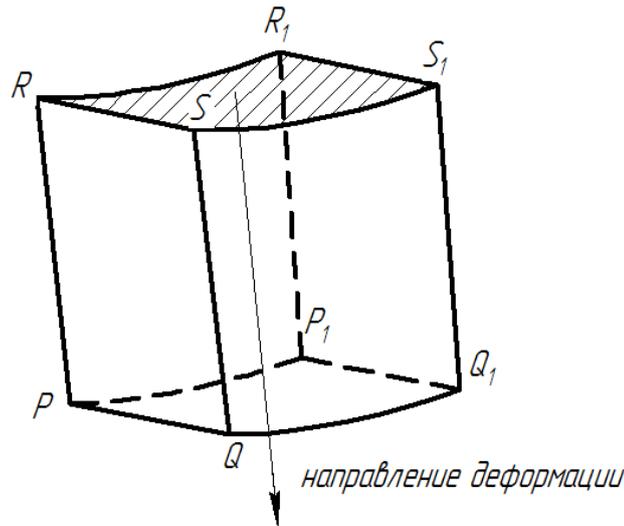


Рис.4.Элемент подшипника  
 Fig.4. Bearing element

С другой стороны,

$$\sigma_\varphi = E_\Pi \frac{\Delta h}{h}, \quad (5)$$

где:  $E_\Pi$  – модуль Юнга материала подшипника;

$h$  – толщина стенки недеформированного подшипника;

$\Delta h = |AB|$  – величина деформации малого элемента подшипника.

Поэтому модуль силы  $\Delta\vec{F}_\varphi$  равен:

$$|\Delta\vec{F}_\varphi| = \frac{E_\Pi r \Delta\varphi \Delta\xi \Delta h}{h} \quad (6)$$

Найдем величину деформации  $\Delta h$ . Рассмотрим треугольник  $OO'B$  (рис.2):

$$\angle OO'B = \pi - \varphi, |OB| = r, |OO'| = \delta.$$

Применив теорему косинусов, получим квадратное уравнение:

$$x^2 + 2\delta\cos\varphi \cdot x + \delta^2 - r^2 = 0,$$

где  $x = |O'B|$ .

Его дискриминант:

$$D = 4(r^2 - \delta^2\sin^2\varphi) > 0,$$

так как мы считаем смещение малым  $\delta < r$ .

Поэтому  $x = \sqrt{r^2 - \delta^2\sin^2\varphi} - \delta\cos\varphi$ , тогда  $|AB| = |O'A| - |O'B| = r - x = r + \delta\cos\varphi - \sqrt{r^2 - \delta^2\sin^2\varphi}$ .

Получим выражение искомой величины деформации:

$$\Delta h = r + \delta \cos \varphi - \sqrt{r^2 - \delta^2 \sin^2 \varphi}. \quad (7)$$

Тогда:

$$|\Delta \vec{F}_\varphi| = \frac{1}{h} \left( E_{\text{п}} r \Delta \varphi \Delta \xi (r + \delta \cos \varphi - \sqrt{r^2 - \delta^2 \sin^2 \varphi}) \right). \quad (8)$$

Модуль вертикальной составляющей этой силы равен:

$$|\Delta \vec{F}_\varphi^{\text{В}}| = |\Delta F_\varphi| \cos \varphi = \frac{E_{\text{п}} r}{h} (r + \delta \cos \varphi - \sqrt{r^2 - \delta^2 \sin^2 \varphi}) \cos \varphi \cdot \Delta \varphi \Delta \xi. \quad (9)$$

Суммируя силы  $\Delta F_\varphi^{\text{В}}$  по дуге  $-\frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{\pi}{2}$  и переходя к пределу, при  $\Delta \varphi \rightarrow 0$ , получим выражение для вертикальной составляющей силы упругости, действующей на вал со стороны подшипника:

$$F_{\text{упр}}^{\text{В}} = \frac{E_{\text{п}} r \Delta \xi}{h} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} (r + \delta \cos \varphi - \sqrt{r^2 - \delta^2 \sin^2 \varphi}) \cos \varphi d\varphi = \frac{E_{\text{п}} r \Delta \xi}{h} \left( \frac{\pi}{2} \delta - r^2 \frac{1}{\delta} \arcsin \frac{\delta}{r} - \sqrt{r^2 - \delta^2} + 2r \right) \quad (10)$$

Полагая величину смещения  $\delta$  малой, и раскладывая правую часть последней формулы в степенной ряд в окрестности точки  $\delta = 0$ , получим значение силы упругости

$$F_{\text{упр}}^{\text{В}} = \frac{E_{\text{п}} r \Delta \xi}{h} \left( \frac{\pi}{2} \delta + \frac{1}{3r} \delta^2 + \frac{1}{20r^3} \delta^4 + \sigma(\delta^6) \right) \quad (11)$$

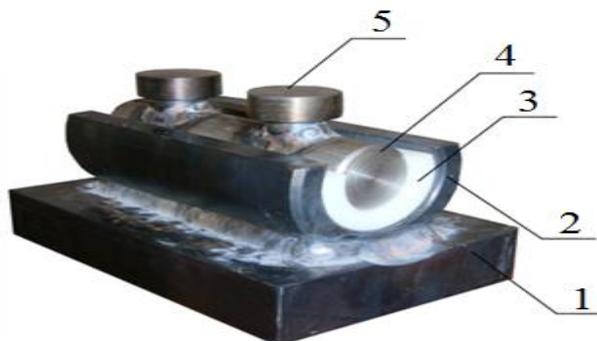
Пренебрегая членами второго порядка относительно  $\delta$ , получим приближенное выражение для силы упругости, действующей со стороны подшипника на элемент  $\Delta \xi$ :

$$F_{\text{упр}} = \frac{\pi E_{\text{п}} r \Delta \xi}{2h} \delta \quad (12)$$

Таким образом, коэффициент жесткости дейдвудного подшипника с учетом его геометрических размеров и формы будет равен:

$$k = \frac{\pi E_{\text{п}} r}{2h} \quad (13)$$

**Обсуждение результатов.** Для оценки влияния геометрических размеров и формы подшипника на коэффициент постели основания было проведено исследование на специальном приспособлении для определения коэффициента жесткости образцов из капролона (рис.5).



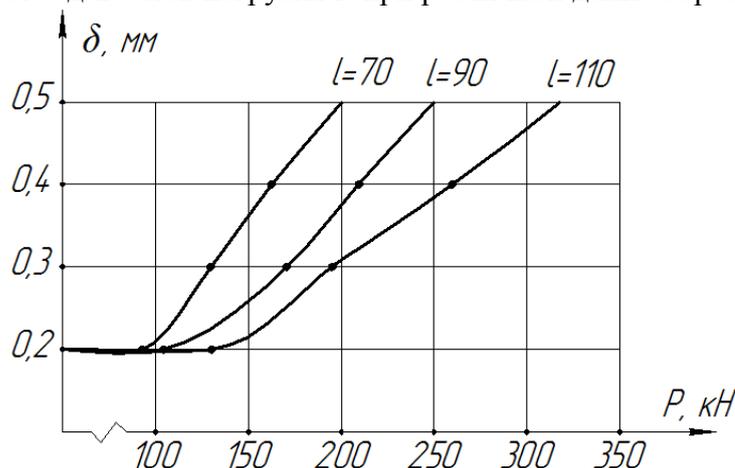
**Рис.5. Общий вид специального приспособления**  
**Fig.5. General view of the special device**

Методика эксперимента заключалась в следующем. Приспособление состоит из основания 1, усеченного цилиндра 2, в который устанавливается капролоновый вкладыш 3, нажимной втулки 4 и пяток 5.

Для исследований были изготовлены две партии образцов вкладышей: образцы различной длины (110, 90, 70 мм) толщиной 7 мм и образцы длиной 110 мм различной толщины (6, 6.5, 7 мм). Образцы сжимались под действием задаваемой нагрузки лабораторным испытательным гидравлическим прессом 6 тип П-125. Величина смещения образцов при сжатии измерялась нутромером согласно ГОСТ 4651-82. Согласно требованиям проведения измерений при малой выборке, в эксперименте использовано небольшое число параллельных измерений.

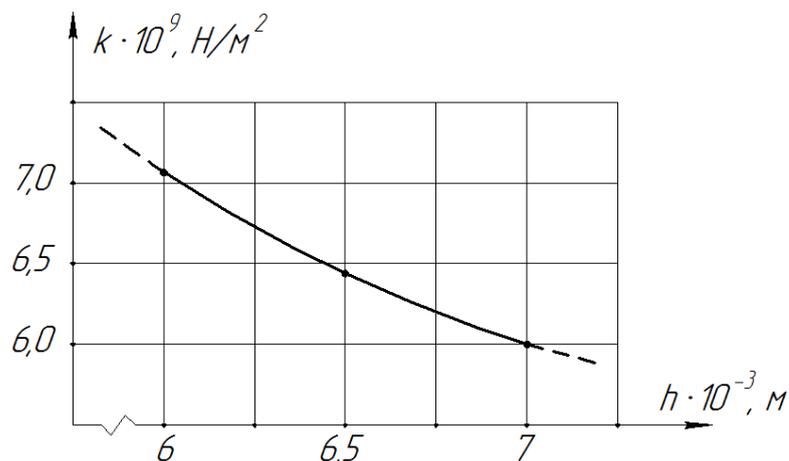
Полученные результаты подверглись статистической обработке при доверительной вероятности  $\alpha = 0,95$ .

По средним значениям результатов исследования построен график зависимости величины сжатия образца  $\delta$  от задаваемой нагрузки  $P$  при различной длине образца  $l$  (рис. 6).



**Рис.6. Зависимость сжатия образца от задаваемой нагрузки**  
**Fig.6. Dependence of the sample compression on the specified load**

Среднее значение коэффициента жесткости образцов определялось в зоне пропорциональности, поскольку при дальнейшем увеличении нагрузки наблюдается нелинейный закон деформации образцов, о чем свидетельствует быстрое изменение длины и формы образцов (рис. 7).



**Рис.7. Зависимость коэффициента жесткости основания от толщины подшипника**  
**Fig.7. Dependence of the rigidity of the base on the thickness of the bearing**

Среднее значение коэффициента жесткости подшипника длиной 110 мм, полученного при эксперименте, составляет  $k_{\text{эксп}} = 6,73 \cdot 10^9$  (Н/м<sup>2</sup>) от значения коэффициента жесткости  $k_{\text{теор}} = 6,4 \cdot 10^9$  (Н/м<sup>2</sup>), полученного по предлагаемой методике составляет:

$$\left| \frac{k_{\text{теор}} - k_{\text{эксп}}}{k_{\text{теор}}} \right| \cdot 100\% = 5,2\% \quad (14)$$

**Вывод.** Полученный результат позволяет сделать вывод, что предложенная методика определения коэффициента жесткости дейдвудного подшипника с учетом его размеров позволяет более точно определить характеристику жесткости системы и может быть использована при проектировочных расчетах валопровода судна.

#### **Библиографический список:**

1. Henderson K. Analysing the causes of propulsion shaft failure. Marine Propulsion & auxiliary machinery. August/September 2010. – p. 67-68.
2. Kozousek V. M., Davies P. Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment //Lloyd's Register's Technical Association, Paper. – 2000. – Т. 5.
3. Лобастов В. П. Особенности проектирования транспортных систем смешанного (река-море) сообщения //Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2010. – №. 3. – С. 180.
4. Рассказов Е. В. Оценка технического состояния судового валопровода без его разборки. – Владивосток : Дальрыбвтуз (ТУ), 1996.
5. Besnier F. et al. Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration //International shipbuilding progress. – 2008. – Т. 55. – №. 1-2. – С. 3-27.
6. Чура М. Н., Файвисович А. В. Эксплуатационные повреждения гребных валов //Транспортное дело России. – 2011. – №. 11.
7. Бобовский В.А. Исследование влияния коэффициента жесткости дейдвудного подшипника на изгибные характеристики гребного вала / В.А. Бобовский, Б.В. Гольцев, Г.А. Лаврушин, Д.А. Митюгов// Труды Дальневосточного государственного технического университета.- 2001.- № 129.- С. 237- 240.
8. Миронов А.И. О возможности возникновения параметрических колебаний в системе валопровода / А.И. Миронов, А.А. Халявкин // Вестник Астраханского государственного технического университета, серия «Морская техника и технология».- 2010.- № 1.- С.131-135.
9. Batrak Y. Lateral Vibration Prediction Issues [J] //Shaft Designer. – 2011.
10. Красюк А.Г. Расчет балок на сплошном упругом основании со ступенчатым изменением жесткости / А.Г. Красюк // Залізничний транспорт україни.- 2003.- №5.- С. 12-14.
11. Денисова Л.М. Исследование поперечных колебаний гребных валов / Л.М. Денисова, А.И. Миронов // Вестник Астраханского государственного технического университета.- 2005.- № 2 (25).- С. 98-103.
12. Денисова Л.М. К исследованию поперечных колебаний валопроводов судов / Денисова Л.М., А.И. Миронов, А.А. Халявкин // Вестник Астраханского государственного технического университета, серия «Морская техника и технология».- 2010.- № 1.- С. 95-99.
13. Проников А.С. Надёжность машин / А.С. Проников - М.: Машиностроение, 1978.- 592 с.
14. Рубин М.Б. Подшипники в судовой технике: Справочник / М.Б. Рубин, В.Е. Бахарева.- Л.: Судостроение, 1987.- 344 с.

#### **References:**

1. Henderson K. Analysing the causes of propulsion shaft failure. Marine Propulsion & auxiliary machinery. August/September 2010;67-68.
2. Kozousek V. M., Davies P. Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment. Lloyd's Register's Technical Association, Paper. 2000. Vol. 5.
3. Lobastov V. P. Osobennosti proektirovaniya transportnykh sistem smeshannogo (reka-more) soobshcheniya. Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva. 2010;3. p. 180. [Lobastov V. P. Features of transport system design of mixed (river-sea) connection. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2010;3. p. 180. (in Russ.)]
4. Rasskazov E. V. Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya sudovogo valoprovoda bez ego razborki. Vladivostok: Dal'rybvuz (TU); 1996. [Rasskazov E. V. Ship's propeller shaft technical state assessment without disassembling it. Vladivostok: Dal'rybvuz (TU); 1996. (in Russ.)]
5. Besnier F. et al. Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration. International shipbuilding progress. 2008; 55(1-2):3-27.
6. Chura M. N., Fayvisovich A. V. Ekspluatatsionnye povrezhdeniya grebnykh valov. Transportnoe delo Rossii. 2011;11. [Chura M. N., Fayvisovich A. V. Propeller shaft damage during exploitation. Transport business of Russia. 2011;11. (in Russ.)]

7. Bobovskiy V.A., Gol'tsev B.V., Lavrushin G.A., Mityugov D.A. Issledovanie vliyaniya koeffitsienta zhestkosti deydvnogo podshipnika na izgibnye kharakteristiki grebnogo vala. Trudy Dal'nevostochnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2001;129:237- 240. [Bobovskiy V.A., Gol'tsev B.V., Lavrushin G.A., Mityugov D.A. Investigation of stern bearing stiffness coefficient influence on bending features of propeller shaft. Proceedings of the Far Eastern Federal University. 2001;129:237- 240. (in Russ.)]

8. Mironov A.I., Khalyavkin A.A. O vozmozhnosti vozniknoveniya parametricheskikh kolebaniy v sisteme valoprovoda. Vestnik AGTU, seriya "Morskaya tekhnika i tekhnologiya". 2010;1:131-135. [Mironov A.I., Khalyavkin A.A. On the possibility of parametric vibrations emerging in the propeller shaft system. Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies. 2010;1:131-135. (in Russ.)]

9. Batrak Y. Lateral Vibration Prediction Issues. Shaft Designer. 2011.

10. Krasnyuk A.G. Raschet balok na sploshnom uprugom osnovanii so stupenchatym izmeneniyem zhestkosti. Zaliznichniy transport Ukraïni. 2003;5:12-14. [Krasnyuk A.G. Calculation of beam with sheer elastic base with stepwise stiffness alteration. Zaliznichniy transport Ukraïni. 2003;5:12-14. (in Russ.)]

11. Denisova L.M., Mironov A.I. Issledovanie poperechnykh kolebaniy grebnykh valov. Vestnik AGTU. 2005;2(25):98-103. [Denisova L.M., Mironov A.I. Investigation of transversal vibrations of propeller shafts. Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies. 2005;2(25):98-103. (in Russ.)]

12. Denisova L.M., Mironov A.I., Khalyavkin A.A. K issledovaniyu poperechnykh kolebaniy valoprovodov sudov. Vestnik AGTU, seriya "Morskaya tekhnika i tekhnologiya". 2010;1: 95-99. [Denisova L.M., Mironov A.I., Khalyavkin A.A. On the investigation of transversal vibrations of ship propeller shafts. Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies. 2010;1:95-99. (in Russ.)]

13. Pronikov A.S. Nadezhnost' mashin. M.: Mashinostroenie; 1978. 592 s. [Pronikov A.S. Machine reliability. Moscow: Mashinostroenie; 1978. 592 p. (in Russ.)]

14. Rubin M.B., Bakhareva V.E. Podshipniki v sudovoy tekhnike: Spravochnik.L.: Sudostroenie; 1987. 344 s. [Rubin M.B., Bakhareva V.E. Bearings in ship engineering: reference book. Leningrad: Sudostroenie; 1987. 344 p. (in Russ.)]

#### **Сведения об авторах:**

**Гурий Алексеевич Кушнер** - ассистент, кафедра «Судостроение и энергетические комплексы морской техники».

**Виктор Андреевич Мамонтов** – доктор технических наук, профессор, кафедра «Судостроение и энергетические комплексы морской техники».

**Алексей Александрович Халывкин** - кандидат технических наук, кафедра «Судостроение и энергетические комплексы морской техники».

#### **Information about the authors.**

**Guriy A. Kushner** - Assistant, Department of Ship-building and Energetic Complexes of Marine Engineering.

**Viktor A. Mamontov** - Dr. Sci. (Technical), Prof., Department of Ship-building and Energetic Complexes of Marine Engineering.

**Aleksey A. Khalyavkin** - Cand. Sci. (Technical), Department of Ship-building and Energetic Complexes of Marine Engineering.

#### **Конфликт интересов.**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. The authors declare no conflict of interest.

**Поступила в редакцию** 30.05.2017.

**Received** 30.05.2017.

**Принята в печать** 17.06.2017.

**Accepted for publication** 17.06.2017.