УДК 629.12.037.001.5



А. Ю. Кукарина, А. И. Миронов, А. Р. Рубан

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСОВ ДЕЙДВУДНЫХ ПОДШИПНИКОВ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО МОМЕНТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ВРАЩЕНИЯ ГРЕБНОГО ВАЛА

Исследуется влияние износов дейдвудных подшипников в процессе эксплуатации судов и переменного гидродинамического момента на устойчивость вращения гребного вала. Рассматривается нагружение кормового участка гребного вала, как имеющего минимальную собственную частоту. Расчетная схема гребного вала принимается в виде стержня постоянного сечения, опирающегося на три шарнирные опоры, с консолью с одного конца. Опоры, моделирующие дейдвудные подшипники, одностороннего действия (подшипники скольжения) и смещаемые за счет их износа. Стержень нагружен собственным весом вала и гребного винта, а также переменным гидродинамическим моментом. При исследовании поперечных колебаний гребного вала учитывается масса и диаметральный момент инерции массы винта.

Проведенное в работе исследование показало, что гидродинамический момент и износы дейдвудных подшипников могут существенно влиять на устойчивость работы валопровода в процессе эксплуатации судна. При этом оказывают влияние не только величины износов подшипников, но и соотношение между ними. Поэтому гидродинамический момент и прогнозируемые износы подшипников необходимо обязательно учитывать при монтаже валопровода, а исследования по динамической устойчивости вращения вала должны быть продолжены!

Ключевые слова: устойчивость вращения вала, поперечные колебания, износ подшипников, гидродинамический момент.

Введение

Обеспечению надежной работы валопровода уделяется особое внимание. Однако, несмотря на многочисленные исследования, которые в основном носят статический характер [1] –[3], и достигнутые при этом успехи, по-прежнему, в практике эксплуатации валопроводов судов имеют место случаи нарушения устойчивого вращения вала. В результате судно выводится из эксплуатации, требуется ремонт и т. д. Все это приводит к дополнительным расходам, часто весьма значительным. В работе [4] установлено, что одной из возможных причин нарушения устойчивого вращения вала может являться износ дейдвудных подшипников и изменение при этом поперечных колебаний вала в процессе эксплуатации судна.

Основная часть

Причинами, приводящими к изменению поперечных колебаний валопровода и, как следствие, к неустойчивой работе валопровода, помимо износа дейдвудных подшипников, могут быть следующие:

– изменение укладки гребного вала вследствие естественного (от эксплуатации) износа длинных дейдвудных подшипников;

– возникновение так называемых *параметрических колебаний* в системе валопровода, согласно исследованиям [5] – [7], которые происходят по другим законам, чем обычные (механические) колебания;

– периодический отрыв вала от подшипника вследствие сложения реакций от весовых нагрузок на вал (статические нагрузки) и реакций от колебаний вала, как установлено в работе [8].

Проведенные исследования [9] показали, что причиной отрыва вала от подшипника может явиться износ подшипника. Однако недостатком работ [8] – [9] является то, что они учитывают только кормовой участок гребного вала и не учитывают влияние на колебания соседних пролетов.



Поэтому с целью уточнения полученных в этих работах результатов рассмотрим более точную расчетную схему гребного вала. Примем расчетную схему, включающую не только дейдвудные подшипники, но и выносной — рис. 1.



Рис. 1. Расчетная схема гребного вала:

1 — вал до износа подшипников; 2 — вал после износа подшипников (пунктирная линия); 3 — гребной винт;
 f₁, f₂ — величина износа подшипников; МГДМ — переменный гидродинамический момент;
 F — вес винта; q — интенсивность погонной нагрузки на гребной вал; EI — жесткость сечений вала на изгиб;
 l, L — длины участков вала

Математическое решение задачи

Согласно теории малых механических колебаний, колебания упругой системы происходят относительно ее статического равновесия. Поэтому статическое нагружение вала и его поперечные колебания можно рассматривать независимо друг от друга (рис. 2).



Рис. 2. Расчетные схемы гребного вала: *а* — при действии постоянных нагрузок;

б — при действии переменной составляющей гидродинамического момента;

m, *M* — соответственно погонная масса гребного вала и гребного винта (определяется по справочнику);

I — момент инерции винта; F_{ин}, M_{ин} — соответственно сила и изгибающий момент инерции от массы винта

Таким образом, реакции опор от статического и динамического нагружения будут равны:

$$R_{A} = R_{AC} + R_{AD};$$

$$R_{B} = R_{BC} + R_{BD};$$

$$R_{C} = R_{CC} + R_{CD}.$$
(1)

Bhinyck 1 (35) 2016 146



Статическое нагружение (рис. 2, а).

Гидродинамический момент $M_{\Gamma \Pi M}$ имеет постоянную M_m и переменную $M_a \sin \omega t$, составляющие, т. е. $M_{\Gamma ДM} = M_m + M_a \sin \omega t$. Постоянную составляющую M_m относим к статическим нагрузкам, $M_a \sin \omega t$ — к динамическим.

Дифференциальное уравнение изгиба вала имеет вид

$$EI\frac{d^{4}y_{2}}{dz^{4}} = q(z).$$
 (2)

Его интегрирование выполняем по методу начальных параметров Коши. Начало координат принимаем на опоре А. Тогда

- при $0 \le z \le l_2$

$$y = y_0 + \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2EI} + \frac{Q_0 z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI};$$
(3)

- при $l_2 \le z \le (l_2 + l_1)$

$$y = y_0 + \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2EI} + \frac{Q_0 z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI} + \frac{R_{BC} (z - l_2)^3}{6EI};$$
(4)

- при $(l_2 + l_1) \le z \le L$

$$y = y_0 + \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2EI} + \frac{Q_0 z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI} + \frac{R_{BC} (z - l_2)^3}{6EI} + \frac{R_{CC} (z - (l_2 + l_1))^3}{6EI},$$
(5)

где y₀, ϕ_0 , M_0 и Q_0 — так называемые *начальные параметры*, соответственно прогиб и угол поворота сечения, изгибающий момент и поперечная сила в сечении в начале координат, т. е. при *z* = 0.

Так как в сечении A стоит шарнирно-неподвижная опора, $y_0 = 0$ и $M_0 = 0$, $Q_0 = R_{AC}$

В результате выражения (3) – (5) принимают вид: - при $0 \le z \le l_2$

$$y = \varphi_0 z + \frac{R_{AC} z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI};$$
(6)

$$-$$
 при $l_2 \le z \le (l_2 + l_1)$

$$y = \varphi_0 z + \frac{R_{AC} z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI} + \frac{R_{BC} (z - l_2)^3}{6EI};$$
(7)

- при $(l_2 + l_1) \le z \le L$

$$y = \varphi_0 z + \frac{R_{AC} z^3}{6EI} - \frac{q z^4}{24EI} + \frac{R_{BC} (z - l_2)^3}{6EI} + \frac{R_{CC} (z - (l_2 + l_1))^3}{6EI}.$$
(8)

Неизвестные угол поворота в начале координат ϕ_0 и реакции опор R_{AC} , R_{BC} и R_{CC} находим из следующих граничных условий:

$$\begin{array}{cccc}
1. & z = l_{2} & y = -f_{2} \\
2. & z = (l_{2} + l_{1}) & y = -f_{1} \\
3. & z = L & M_{x} = M_{m}; & Q_{y} = F
\end{array}$$
(9)

Выпуск 1 (35) 2016

Учитывая, что $M_x = EI \frac{d^2 y}{dz^2}$ и $Q_y = EI \frac{d^3 y}{dz^3}$ и выражения (6) – (8) — граничные условия (9),

приводят к системе следующие четыре уравнения:

$$\begin{cases} \varphi_{0}l_{2} + \frac{R_{AC}l_{2}^{3}}{6EI} - \frac{ql_{2}^{4}}{24EI} = -f_{2}; \\ \varphi_{0}(l_{2} + l_{1}) + \frac{R_{AC}(l_{2} + l_{1})^{3}}{6EI} - \frac{q(l_{2} + l_{1})^{4}}{24} + \frac{R_{BC}l_{1}^{3}}{6EI} = -f_{1}; \\ R_{AC}L - \frac{qL^{4}}{2} + R_{BC}(L - l_{2}) + R_{CC}l = M_{m}; \\ R_{AC} - qL + R_{BC} + R_{CC} = F. \end{cases}$$

$$(10)$$



Исключив начальный угол поворота
 $\phi_0,$ получим систему уравнений для вычисления статических реакций
 $R_{_{AC}}, R_{_{BC}}$ и $R_{_{CC}}$:

$$\begin{cases} \alpha_{1}(1+\alpha_{1})(2+\alpha_{1})R_{AC} + \alpha_{1}^{3}R_{BC} = \\ = \alpha_{2}((1+\alpha_{1})f_{2} - f_{1}) + \frac{1}{4}(1+\alpha_{1})((1+\alpha_{1})^{3} - 1)ql_{2}; \\ R_{AC}L + R_{BC}(L-l_{2}) + R_{CC}l = M_{m} + \frac{1}{2}qL^{2}; \\ R_{AC} + R_{BC} + R_{CC} = F + qL, \end{cases}$$
(11)

где введены следующие обозначения:

$$\alpha_1 = \frac{l_1}{l_2}; \qquad \alpha_2 = \frac{6EI}{l_2^3}.$$

Динамическое нагружение (рис. 2, б).

Дифференциальное уравнение поперечных колебаний вала имеет выражение

$$EI\frac{\partial^4 y_1}{\partial z^4} + m\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = 0.$$
 (12)

Решаем его по методу Фурье.

Принимаем

$$y = y(z)\sin\omega t. \tag{13}$$

Подставляем выражение (13) в уравнение (12).

После сокращения на sin *wt* для формы колебаний получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^4y}{dz^4} - \frac{m\omega^2}{EI}y = 0.$$
(14)

Интегрируя его по методу начальных параметров, находим: – пр
и $0 \leq z \leq l_2$

$$y = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z),$$
(15)

$$-$$
 при $l_2 \le z \le (l_1 + l_2)$

$$y = y_0 K_1(\alpha z) + \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{M_0}{\alpha^2 EI} K_3(\alpha z) + \frac{Q_0}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha (z - l_2)),$$
(16)

- при $(l_1 + l_2) \le z \le L$

$$y = y_{0}K_{1}(\alpha z) + \frac{\phi_{0}}{\alpha}K_{2}(\alpha z) + \frac{M_{0}}{\alpha^{2}EI}K_{3}(\alpha z) + + \frac{Q_{0}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha(z - l_{2})) + \frac{R_{CD}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha(z - (l_{2} + l_{1}))),$$
(17)

где y_0 , ϕ_0 , M_0 , Q_0 — начальные параметры, определяемые из граничных условий; K_1 , K_2 , K_3 , K_4 — система фундаментальных функций с единичной матрицей аргументов (αz), ($\alpha(z - l_2)$) и ($\alpha(z - (l_2 + l_1))$).

$$\alpha^4 = \frac{m\omega^2}{EI}.$$
 (18)

Граничные условия:

1. Так как опора A — шарнирно-неподвижная, $y_0 = 0; M_0 = 0; Q_0 = R_{AD}$. (19)



(22)

Выпуск 1 (35) 2016

2.
$$z = l_2$$
 $y = 0$ (20)

3.
$$z = (l_2 + l_1)$$
 $y = 0$ (21)

4. На правом конце балки (z = L) $Q_y = -F_{_{\rm HH}}; M_x = M_{_{\rm HH}} + M_a \sin \omega t$,

где Q_v и M_x — соответственно поперечная сила и изгибающий момент в сечении вала;

 $F_{_{\rm III}}$ и $M_{_{\rm III}}$ — сила инерции и изгибающий момент от момента инерции I массы гребного винта (см. рис. 2, б), т. е.

$$\begin{split} F_{_{\rm H\,H}} &= -M\,\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\,;\\ M_{_{\rm H\,H}} &= -I\,\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = -I\,\frac{\partial^2}{\partial t^2} \bigg(\frac{\partial y}{\partial z}\bigg). \end{split}$$

Так как $M_x = EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}$; $Q_y = EI \frac{\partial^3 y}{\partial z^3}$, граничные условия (22) принимают вид:

$$EI\frac{\partial^3 y}{\partial z^3} = M\frac{\partial^2 y}{\partial t^2},\tag{23}$$

$$EI\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = -I\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right) + M_a \sin \omega t.$$
(24)

Учитывая условия (19), имеем следующие выражения для формы колебаний (15) – (17): – при $0 \leq z \leq l_2$

$$v = \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{R_{AD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z), \qquad (25)$$

$$- \operatorname{при} l_{2} \leq z \leq (l_{1} + l_{2})$$

$$y = \frac{\varphi_{0}}{\alpha} K_{2} (\alpha z) + \frac{R_{AD}}{\alpha^{3} EI} K_{4} (\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^{3} EI} K_{4} (\alpha (z - l_{2})), \qquad (26)$$

$$- \operatorname{при} (l_{1} + l_{2}) \leq z \leq L$$

$$y = \frac{\varphi_0}{\alpha} K_2(\alpha z) + \frac{R_{AD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha z) + \frac{R_{BD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha (z - l_2)) + \frac{R_{CD}}{\alpha^3 EI} K_4(\alpha (z - (l_1 + l_2))).$$

$$(27)$$

В результате граничные условия (20), (21), (23) и (24) после преобразований получим в виде следующих выражений:

$$\frac{\varphi_{0}}{\alpha}K_{2}(\alpha l_{2}) + \frac{R_{AD}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha l_{2}) = 0;$$

$$\frac{\varphi_{0}}{\alpha}K_{2}(\alpha (l_{2}+l_{1})) + \frac{R_{AD}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha (l_{2}+l_{1})) + \frac{R_{BD}}{\alpha^{3}EI}K_{4}(\alpha l_{1})) = 0;$$

$$EI\alpha^{2}(K_{3}(\beta) + \gamma_{1}\beta K_{2}(\beta))\varphi_{0} + (K_{1}(\beta) + \gamma_{1}\beta K_{4}(\beta))R_{AD} + (K_{1}(\alpha (l_{1}+l)) + \gamma_{1}\beta K_{4}(\alpha (l_{1}+l)))R_{BD} + (K_{1}(\alpha l) + \gamma_{1}\beta K_{4}(\alpha l))R_{CD} = 0;$$

$$EI\alpha(K_{4}(\beta) - \gamma_{2}\beta^{3}K_{1}(\beta))\varphi_{0} + \frac{1}{\alpha}(K_{2}(\beta) - \gamma_{2}\beta^{3}K_{3}(\beta))R_{AD} + \frac{1}{\alpha}(K_{2}(\alpha (l_{1}+l)) - \gamma_{2}\beta^{3}K_{3}(\alpha (l_{1}+l)))R_{BD} + \frac{1}{\alpha}(K_{2}(\alpha l) - \gamma_{2}\beta^{3}K_{3}(\alpha l))R_{CD} = M_{a},$$

$$\beta = \alpha L; \qquad \gamma_{1} = \frac{M}{mL}; \qquad \gamma_{2} = \frac{I}{mL^{3}}.$$
(28)

где



Исключив из этих выражений ϕ_0 , для определения динамических составляющих реакций опор R_{AD} , R_{BD} и R_{CD} окончательно получим следующую систему из трех уравнений:

$$\begin{cases}
A_{11}R_{AD} + A_{12}R_{BD} = 0; \\
A_{21}R_{AD} + A_{22}R_{BD} + A_{23}R_{CD} = 0; \\
A_{31}R_{AD} + A_{32}R_{BD} + A_{33}R_{CD} = M_a.
\end{cases}$$
(29)

Коэффициенты A_{ij} (i = 1 - 3, j = 1 - 3) имеют значения:

$$\begin{split} A_{11} &= \left[K_4((1-n)\beta) - \frac{K_4(n_2\beta)}{K_2(n_2\beta)} K_2((1-n)\beta) \right]; \quad A_{12} = K_4(n_1\beta); \quad A_{13} = 0; \\ A_{21} &= \left[K_1(\beta) + \gamma_1\beta K_4(\beta) - (K_3(\beta) + \gamma_1\beta K_2(\beta)) \frac{K_4(n_2\beta)}{K_2(n_2\beta)} \right]; \\ A_{22} &= \left[K_1((1-n)\beta) + \gamma_1\beta K_4((1-n_2)\beta) \right]; \quad A_{23} = \left[K_1(n\beta) + \gamma_1\beta K_4(n\beta) \right]; \\ A_{31} &= \frac{L}{\beta} \left[K_2(\beta) - \gamma_2\beta^3 K_3(\beta) - (K_4(\beta) - \gamma_2\beta^3 K_1(\beta)) \frac{K_4(n_2\beta)}{K_2(n_2\beta)} \right]; \\ A_{32} &= \frac{L}{\beta} \left[K_2((1-n_2)\beta) - \gamma_2\beta^3 K_3((1-n_2)\beta) \right]; \quad A_{33} = \frac{L}{\beta} \left[K_2(n\beta) - \gamma_2\beta^3 K_3(n\beta) \right], \end{split}$$

где $n = \frac{l}{L};$ $n_1 = \frac{l_1}{L};$ $n_2 = \frac{l_2}{L}.$

Используя систему уравнений (29), можно решать две следующие задачи:

1. Определение собственной частоты гребного вала, если известны его параметры.

2. Определение динамических составляющих реакций R_{AD} , R_{BD} и R_{CD} при заданной скорости вращения вала ω .

Численный эксперимент

Оценку влияния износов подшипников f_1 и f_2 и поперечных колебаний вала на величину параметров «центровки» валопровода произведем, используя численные эксперименты.

Рассмотрим гребной вал с параметрами:

L = 8,6 м; l = 1,725 м; $l_1 = 4,385$ м; $l_2 = 2,49$ м; F = 73,85 кH; q = 11,05 кH/м; $EI = 8,064 \cdot 10^5$ кHм²; лопастная частота $\omega = 60,81$ 1/с; $M_{\rm гдM}^{\rm max} = -138,2$ кH·м; $M_{\rm гдM}^{\rm min} = -37,69$ кH·м; $M_m = -87,94$ кH·м; $M_q = 50,26$ кH·м.

Момент инерции гребного винта вычисляем по формуле [9]:

$$I = 0,02MD^2 \frac{A}{A_D} \left(\frac{A}{A_D} + 3\right) \kappa \Gamma \cdot \mathbf{M}^2.$$

Рассмотрим валопровод, у которого диаметр гребного винта D = 3,70 м, дисковое отношение гребного винта $\frac{A}{A_D} = 0,57$.

Массу увлекаемой винтом воды $M_{_{\rm VB}}$ вычисляем по формуле

$$M_{\rm yB} = 0,28 \cdot 10^3 D^3 \frac{\left(\frac{A}{A_D} - 0,06z\right)}{\sqrt{\left(1 + H/D\right)^3}},$$

где z — число лопастей гребного винта (z = 4);

Bbinyck 1 (35) 2016

150

H/D — шаговое отношение винта, H/D = 1,10.



Тогда

$$M_{\rm yB} = 0,28 \cdot 10^3 3,7^3 \cdot \frac{(0,57 - 0,06 \cdot 4)}{\sqrt{(1+1,1)^3}} = 1538 \text{ Kr.}$$

Масса гребного винта с учетом присоединенной массы воды $M_{0.6}$:

$$M_{\rm of} = M + M_{\rm yB} \frac{1}{g} (73,85+15,38) = 89,23 \frac{\kappa \rm H}{g}$$

Момент инерции гребного винта І:

$$I = 0,02 \frac{73,85}{g} \cdot 3,7^2 \cdot 0,57 \cdot (0,57+3) = 41,15 \quad \frac{\kappa H \cdot M^2}{g}.$$

Определим собственную частоту рассматриваемого гребного вала. Сначала из условия (30) находим $\beta \approx 2,98$. Затем, используя выражение (31), вычисляем $\omega_0 = 101,6$ 1/с ≈ 102 с⁻¹. «Отстройка» вала $\Delta \omega$ от лопастной частоты ω составляет

$$\Delta \omega = \left| 1 - \frac{\omega_0}{\omega} \right| = \left| 1 - \frac{102}{60,8} \right| = 0,678 > 0,2.$$

Таким образом, условие «отстройки» вала от резонанса выполняется с достаточным запасом. Динамические составляющие реакций R_{AD} , R_{BD} , R_{CD} в кН вычисляем, используя систему уравнений (29):

$$\begin{split} R_{AD} &= -0,185 \frac{1}{M} M_a \sin \omega t = -0,185 \cdot 50,26 \sin \omega t = -9,30 \sin \omega t; \\ R_{BD} &= 0,615 \frac{1}{M} M_a \sin \omega t = 0,615 \cdot 50,26 \sin \omega t = 30,91 \sin \omega t; \\ R_{CD} &= -0,612 \frac{1}{M} M_a \sin \omega t = -0,612 \cdot 50,26 \sin \omega t = -30,76 \sin \omega t \; . \end{split}$$

Составляющие реакций от статических нагрузок определяем из системы уравнений (11). С целью дальнейшего анализа влияния различных нагрузок на реакции подшипников представляем реакции, используя принцип независимости действия сил, как суммы величин от каждого вида нагрузки: весовых нагрузок F и q на вал; износов дейдвудных подшипников f_1 и f_2 и постоянной составляющей M_m гидродинамического момента.

Тогда

Таким образом, экстремальные значения реакций опор от совместного действия статических и динамических нагрузок имеют значения:

Для устойчивого вращения вала на всех режимах эксплуатации судна должен быть обеспечен гарантированный контакт вала с подшипниками, т. е. реакции опор должны быть положительными [10]. Учитывая данное требование и анализируя выражения для вычисления реакций,



видно, что в отличие от реакций R_A и R_C , реакция опоры В имеет критическое значение, так как ее знак зависит не только от весовых нагрузок на вал, но весьма существенно — от износов подшипников и величины гидродинамического момента. Поэтому, если при центровке вала не обеспечить достаточный запас значения реакции на носовом дейдвудном подшипнике, то при определенных значениях гидродинамического момента вал «оторвется» от подшипника или, что еще хуже, начнет периодически стучать по подшипнику.

Выводы

1. Гидродинамический момент и износ дейдвудных подшипников могут существенно влиять на устойчивость работы валопровода в процессе эксплуатации судна.

2. При этом оказывает влияние не только величина износов подшипников, но и соотношение между ними.

3. Гидродинамический момент и прогнозируемые износы подшипников необходимо обязательно учитывать при монтаже валопровода.

4. Учитывая сложность и актуальность решаемой задачи для практики эксплуатации судов, исследования по данному направлению следует продолжить.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Kozousek V. M.* Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment / V.M. Kozousek, P.G. Davies // Lloyd's Register's Technical Association, Paper. — 2000. — Vol. 5.

2. *Румб В. К.* Прогнозирование долговечности дейдвудных подшипников / В.К. Румб // Морской вестник. — 2008. — № 2. — С. 30–31.

3. *Комаров В. В.* Центровка судовых валопроводов и главных двигателей: монография / В. В. Комаров. — Астрахань: Изд-во АГТУ, 2011. — 458с.

4. *Миронов А. И.* Исследование влияния изнашивания дейдвудных подшпников на колебания гребного вала / А. И. Миронов // Труды 1-го Международного симпозиума по транспортной триботехнике «Транстрибо-2001», С-Петербург, 2–7 июля 2001. — СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. — 66 с.

5. *Мамонтов В. А.* Расчет поперечных колебаний валопроводов судов с учетом длины и жесткости дейдвудных подшипников / В. А. Мамонтов, А. Р. Рубан, Н. В. Куличкин, А. А. Халявкин // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2010. — № 2. — С. 30–33.

6. *Миронов А. И.* Влияние дейдвудных подшипников на колебания валопроводов судов / А. И. Миронов, Л. М. Денисова // Вестник АГТУ. — 2004. — № 1. — С. 125–130.

7. *Мамонтов В. А.* Исследование параметрических колебаний валопроводов судов / В. А. Мамонтов, А. И. Миронов, А. А. Халявкин // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. — 2011. — №4 (5). — С. 2333–2334.

8. *Миронов А. И.* Влияние колебаний вала на параметры «центровки» валопровода / А. И. Миронов, Е. В. Пономарева // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2014. — № 2. — С. 86–94.

9. *Миронов А. И.* Об одной из возможных причин динамической неустойчивости валопроводов судов / А. И. Миронов, А. Ю. Кукарина // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2015. — № 3. — С. 64–71.

10. Халявкин А. А. Разработка методики определения допускаемых износов дейдвудных капролоновых подшипников на основе расчетов поперечных колебаний валопроводов судов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. А. Халявкин. — Астрахань, 2014. — 16 с.

THE EFFECT OF WEAR OF STERN BEARINGS AND HYDRODYNAMIC MOMENTS ON STABILITY OF ROTATION OF THE PROPELLER SHAFT

The studying of the effect wears stern tube bearings in ship operation and variable hydrodynamic moment on the stability of rotation of the propeller shaft.

Considered the loading of the feed section of the propeller shaft as having a minimum natural frequency. The settlement scheme of the propeller shaft is received in the form of a rod of constant cross section, it is based



on three articulated supports with the console at one end. Supports are modeling the stern tube bearings, single (bearings) and biased due to their wear. The rod is loaded with its own weight of the shaft and propeller and variable hydrodynamic moment. In the study of transverse vibrations of the propeller shaft is taken into account mass and diameter mass moment of inertia of the screw.

The investigations showed that the hydrodynamic moment and wear stern tube bearings can significantly affect the stability of the shaft line during operation of the ship. Thus not only affect the amount of wear of bearings, and the ratio between them.

Therefore, the hydrodynamic moment and predicted bearing wear must be always taken into account when installing the shafting, and research on the dynamic stability of the shaft rotation to be continued!

Keywords: a stability of the rotation, the transverse vibrations, a wear of bearings, a hydrodynamic moment.

REFERENCES

1. Kozousek, V. M., and P. Davies. "Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment." *Lloyd's Register's Technical Association, Paper* 5 (2000).

2. Rumb, Victor Karlovich. "Forecasting of stern tube bearings' durability." Morskoy Vestnik 2 (2008): 30-31.

3. Komarov, V. V. Centrovka sudovyh valoprovodov i glavnyh dvigatelej: monografija. Astrahan: Izd-vo AGTU, 2011.

4. Mironov, Alfred Ivanovich. "Issledovanie vlijanija iznashivanija dejdvudnyh podshpnikov na kolebanija grebnogo vala." *Trudy 1 Symposiuma po transp. Tribotechnike "Transtribo-2001"*. SPb.: Izd. SPbGTU, 2001.

5. Mamontov, Viktor Andreevich, A. R. Ruban, N. V. Kulichkin, and A. A. Khalyavkin. "Calculation of transverse vibrations of ship shafts taking into account the length and rigidity of stern-tube bearings." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2010): 30–33.

6. Mironov, Alfred Ivanovich, and L. M. Denisova. "Vlijanie dejdvudnyh podshipnikov na kolebanija valoprovodov sudov." *Vestnik of Astrakhan State Technical University* 1 (2004): 125–130.

7. Mamontov, Viktor Andreevich, A. I. Mironov, and A. A. Khalyavkin. "Investigating the parametrical fluctuations of shaft lines of ships." *Vestnik of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod* 4(5) (2011): 2333–2334.

8. Mironov, Alfred Ivanovich, and E. V. Ponomareva. "Impact of shaft fluctuations on the parameters of shafting "alignment"." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2014): 86–94.

9. Mironov, Alfred Ivanovich, and A. Yu. Kukarina "On one of the possible causes of dynamic instability of ship shafting." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 3 (2015): 64–71.

10. Khalyavkin, A. A. Razrabotka metodiki opredelenija dopuskaemyh iznosov dejdvudnyh kaprolonovyh podshipnikov na osnove raschetov poperechnyh kolebanij valoprovodov su-dov: abstract of PhD diss. (Tech.). Astrahan, 2014.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ	INFORMATION ABOUT THE AUTHORS	
Кукарина Алла Юрьевна —	Kukarina Alla Jur'evna —	
старший преподаватель.	Senior lecturer.	
ΦΓБΟΥ ΒΠΟ «ΑΓΤΥ»	FSBEI HPE "ASTU"	
alla.kukarina@mail.ru	alla.kukarina@mail.ru	Вып
Миронов Альфред Иванович —	Mironov Alfred Ivanovich —	IYCK
кандидат технических наук, доцент.	PhD, associate professor.	1 (3
ΦΓБΟΥ ΒΠΟ «ΑΓΤΥ»	FSBEI HPE "ASTU"	5) 2
mig@astu.org	mig@astu.org	016
Рубан Анатолий Рашидович —	Ruban Anatolij Rashidovich —	153
кандидат технических наук, доцент.	PhD, associate professor.	
ФГБОУ ВПО «АГТУ»	FSBEI HPE "ASTU"	
a.ruban1974@mail.ru	a.ruban1974@mail.ru	

Статья поступила в редакцию 12 декабря 2015 г.