

## СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-4-548-558

### PROPELLER SHAFT LINE DYNAMICS AT ACCELERATION MODE

**S. N. Tzarenko<sup>1</sup>, A. N. Rak<sup>2</sup>, B. N. Bezlobenko<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> — Kamchatka State Technical University, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

<sup>2</sup> — Donetsk National Technical University, Donetsk, Ukraine

<sup>3</sup> — Petropavlovsk-Kamchatsky Shipyard, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

*The results of the study of the dynamic forces that arise in the shafting when the main engine is brought into the nominal operating mode are presented in the work. The design scheme of the shafting is an elastic homogeneous rod with a distributed moment of inertia. The left end of the shaft rotates according to a given law of motion, on the right end there is a screw in the form of an inert disk, on which a moment of resistance acts proportional to the square of the angular velocity. The mathematical model of the stress-strain state of the shaft is represented by a nonlinear differential equation of the second order in partial derivatives. For the practical calculation of the mathematical model, assumptions that make it possible to simplify the mathematical model are introduced. The solution of a simplified mathematical model is obtained by the Fourier method for eigenfunctions orthogonal to weight. The law of motion of the left end of the shaft, simulating the acceleration of the main engine, is taken as an exponential function. For an example of the calculation, the energy-mechanical characteristics of a large freezing fishing trawler MECHANIC KOVTUN are taken. The results of the study have showed that the dynamic forces can be many times higher than the nominal value if the main engine is accelerated during several periods of the main form of natural vibrations of the shafting. The dynamic effect is small at a slow acceleration of the main engine, reaching the rated speed for more than twenty periods of the main mode of oscillation. The proposed mathematical model can also be used to study the stress-strain state of the shafting under various dynamic loads, such as: the propeller leaves the water, it gets into an inhomogeneous incoming flow of water, the propeller hits ice, resonant vibrations during pulsating engine operation, etc.*

*Keywords: shaft line, acceleration mode, mathematical model, dynamic forces, torsional vibrations, natural frequency, dissipative forces, Fourier method.*

**For citation:**

Tzarenko, Sergey N., Alexander N. Rak, and Boris N. Bezlobenko. "Propeller shaft line dynamics at acceleration mode." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.4 (2021): 548–558. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-4-548-558.

УДК 539.3/.6:629.1

### ДИНАМИКА ВАЛОПРОВОДА ГРЕБНОГО ВИНТА ПРИ РАЗГОННЫХ РЕЖИМАХ

**С. Н. Царенко<sup>1</sup>, А. Н. Рак<sup>2</sup>, Б. Н. Безлобенко<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> — Камчатский государственный технический университет,  
г. Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

<sup>2</sup> — Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

<sup>3</sup> — Петропавловск-Камчатский судоремонтный завод,  
г. Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

*В работе приведены результаты исследования динамических усилий, возникающих в валопроводе при вводе главного двигателя в номинальный режим работы. Расчетная схема валопровода представляет собой упругий однородный стержень с распределенным моментом инерции. Левый торец стержня поворачивается по заданному закону движения, на правом торце расположен винт в виде инертного диска, на который действует момент сопротивления, пропорциональный квадрату угловой скорости. Математическая модель напряженно-деформированного состояния вала представлена нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка в частных производных. Для практической реализации математической модели*

предложен ряд допущений, которые позволяют ее упростить. Решение упрощенной математической модели получено методом Фурье для собственных функций, ортогональных с весом. Закон движения левого торца вала, имитирующий разгон главного двигателя, принят в виде экспоненциальной функции. В качестве примера для расчета использованы энергомеханические характеристики большого морозильного рыболовного траулера «Механик Ковтун». Результаты исследования показали, что динамические усилия могут многократно превышать номинальное значение, если разгон главного двигателя осуществляется в течение нескольких периодов главной формы собственных колебаний валопровода. При плавном разгоне главного двигателя с выходом на номинальную частоту вращения за время, превышающее двадцать периодов главной формы собственных колебаний, динамический эффект становится несущественным. Предложенная математическая модель также может быть использована для исследования напряженно-деформированного состояния валопровода при различных динамических воздействиях, таких как выход винта из воды, попадание в неоднородный набегающий поток, удар винта о лед, резонансные колебания при пульсирующей работе двигателя и др.

*Ключевые слова:* валопровод, режим разгона, математическая модель, динамические усилия, крутильные колебания, собственная частота, диссипативные силы, метод Фурье.

**Для цитирования:**

Царенко С. Н. Динамика валопровода гребного винта при разгонных режимах / С. Н. Царенко, А. Н. Рак, Б. Н. Безлобенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 4. — С. 548–558. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-4-548-558.

### Введение (Introduction)

Валопровод является одним из наиболее нагруженных узлов, входящих в состав судовых энергетических установок. Основной функцией валопровода является передача крутящего момента от главного двигателя (ГД) движителю. Помимо кручения он подвергается также продольным и поперечным нагрузкам, которые имеют как статическую, так и динамическую составляющие [1]. Расчет на статические нагрузки не вызывает трудностей и выполняется классическими методами сопротивления материалов. Учету динамических нагрузок, в силу многообразия условий их возникновения, посвящены исследования как признанных, так и современных ученых, краткий исторический обзор развития теории исследования крутильных колебаний валопроводов представлен в работе [2].

Как правило, систему подвижных узлов при исследовании ее динамики рассматривают изолированно, соединенной жестко [1], [3]–[6] или упруго [7], [8] с корпусом судна, при этом может дополнительно учитываться гироскопический эффект от движения судна в целом [4], [7]. Традиционно сформировалось несколько подходов к решению задачи крутильных колебаний, но общие требования к выполнению расчетов регламентированы Регистром судоходства<sup>1</sup>. Наиболее распространенным является *метод дискретизации*, суть которого состоит в том, что все конструктивные элементы валопровода, включая подвижные узлы ГД, соединительные муфты, гребной винт и другие механизмы, заменяются системой инертных дисков, соединенных между собой упругими связями [1]–[3], [5], [6]. Данная модель отработана для типовых схем и хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований [9]. Помимо упругих связей в нее могут быть включены демпфирующие элементы [3], [6]. Однако этот подход имеет свои недостатки, а именно точность определения динамических усилий зависит от уровня дискретизации модели, а кроме того, учитывая, что для ее расчета в основном используют численные методы, возникает проблема с верификацией результатов, особенно при появлении нелинейных членов в уравнениях.

Альтернативой метода дискретизации является рассмотрение валопровода как системы с распределенными и сосредоточенными массами. В этом случае динамическая задача сводится к решению дифференциального уравнения второго – четвертого порядка в частных производных, для решения которого используют точные и приближенные методы расчета [10]. Данный подход не получил широкого распространения при исследовании динамики крутильных колебаний, но успешно используется для решения задач изгибных колебаний валопровода [8], [11]. В работе [12]

<sup>1</sup> Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII. Механические установки. НД № 2-020101-124. СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2020. 106 с.

модальный анализ роторной системы выполнен с использованием программного комплекса объектного моделирования на основе метода конечных элементов. Преимуществом такого подхода является возможность получения полного спектра частот собственных крутильных, продольных и изгибных колебаний на базе одной модели. Однако сложно судить о качестве такого расчета без четкого обоснования выбора типа элемента, плотности сетки при разбивке на элементы, назначения граничных условий и задания шага времени для динамических задач.

В существующих динамических расчетах собственные колебания, как правило, не учитывают, так как из-за множественного действия диссипативных сил они являются быстро затухающими [1], при этом исключение составляет исследование резонансных явлений [3], [6]. Тем не менее в теории строительных конструкций известно, что кратковременно динамический эффект, в котором значительную роль играют собственные колебания, в случаях удара или внезапного приложения нагрузки может приводить к увеличению внутренних усилий в два раза и более [13], [14]. В работе [15] при статистическом анализе повреждений валопроводов указывается факт значительных нагрузок в режиме запуска дизельного двигателя, а также при зигзагообразных маневрах. В трудах [16], [17] представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики гребного винта и валопровода для различных типов силового воздействия, включая импульсное. Тем не менее в специальной или отраслевой литературе в полной мере данный вопрос не раскрыт, а множественные повреждения и интенсивный износ узлов валопровода лишь подтверждают актуальность дальнейших исследований в этом направлении.

Целью работы является определение условий возникновения динамических усилий в валопроводе в режиме разгона ГД.

### Методы и материалы (Methods and Materials)

Систему, состоящую из гребного и промежуточных валов, будем рассматривать как однородный упругий стержень длиной  $l$  с крутильной жесткостью  $GJ_p$  и равномерно распределенным по длине моментом инерции масс  $\gamma J_p$  (рис. 1). С правой стороны вала располагается гребной винт с моментом инерции  $I_M$ , а также действует момент гидродинамического сопротивления, пропорциональный квадрату угловой скорости:

$$M_c = R_c \left( \frac{\partial}{\partial t} \psi(l, t) \right)^2,$$

где  $R_c$  — коэффициент, учитывающий физические свойства среды и геометрию винта, который ориентировочно определяется через номинальную угловую скорость и мощность на винте [18];  $\psi(l, t)$  — угол поворота винта;  $t$  — время.

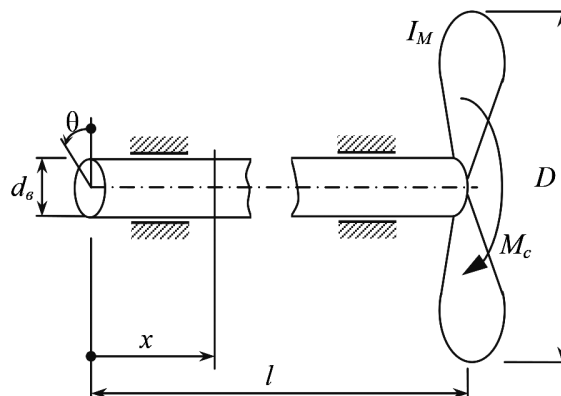


Рис. 1. Расчетная схема валопровода

Левый торец стержня поворачивается по заданному закону движения:  $\theta = f(t)$  (см. рис. 1), моделирующего разгон ГД. Дифференциальное уравнение движения сечений вала можно представить в виде [19]:

$$GJ_p \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \gamma J_p \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + \mu_1 \frac{\partial^3 \psi}{\partial t \partial x^2} - \mu_2 \frac{\partial \psi}{\partial t} - R_c \left( \frac{\partial \psi}{\partial t} \right)^2 \delta(x-l) = m(x, t), \quad (1)$$

где  $\psi$  — угол поворота произвольного сечения вала;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты, характеризующие внутреннее и внешнее затухание соответственно (для рассматриваемой задачи ограничимся случаем:  $\mu_{1,2} = 0$ ;  $m(x, t) = 0$ );  $\delta(x)$  — дельта-функция Дирака;  $m(x, t)$  — интенсивность внешнего скручивающего момента;  $x$  — продольная координата.

Движение произвольного сечения вала будем рассматривать как сложное, состоящее из переносного движения левого торца вала и относительного движения деформации вала. Тогда углы поворота для произвольного сечения будут определяться зависимостью

$$\psi = \theta + \varphi, \quad (2)$$

где  $\varphi$  — угол закручивания.

Подставляя выражение (2) в уравнение (1), а также учитывая, что угол  $\theta$  не зависит от продольной координаты, получим уравнение относительно углов закручивания:

$$GJ_p \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \gamma J_p \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - \left( 2R_c \frac{\partial \theta}{\partial t} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + R_c \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right)^2 \right) \times \\ \times \delta(x-l) = \gamma J_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + R_c \left( \frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 \delta(x-l). \quad (3)$$

Зависимость (3) является нелинейным неоднородным уравнением с переменным коэффициентом, аналитическое решение которого для общего случая неизвестно. С целью упрощения этого уравнения введем следующие допущения:

1) будем полагать, что  $\dot{\varphi} \ll \dot{\theta}$ , это позволит исключить из уравнения нелинейный член;

2) учитывая, что первое слагаемое в скобках по своей сути соответствует локально-действующей диссипативной силе, и при выходе на номинальную скорость  $\dot{\theta}_{\text{ном}}$  будет происходить гашение колебаний ( $\dot{\varphi} \rightarrow 0$ ), вместо мгновенной будем использовать среднюю скорость в течение рассматриваемого промежутка времени  $\Delta t = t_2 - t_1$ ,  $\dot{\theta}_{\text{cp}} = \frac{\theta(t_2) - \theta(t_1)}{\Delta t}$ ;

3) гидродинамический момент сопротивления для колебательной составляющей движения будем рассматривать как внешнюю нагрузку, т. е. не входящим в граничное условие.

В уравнении (3) для удобства перейдем к безразмерным величинам и с учетом принятых допущений получим

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \xi^2} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau^2} = 2\mu \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} \delta(\xi-1) + \tilde{R}_c \left( \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \right)^2 \delta(\xi-1) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \tau^2}. \quad (4)$$

Здесь  $\xi = x/l$  — безразмерная координата;  $\tau = tc/l$  — безразмерное время,  $c = \sqrt{GJ_p / \gamma J_p}$  — скорость распространения крутильных волн в стержне [14];  $\mu = \frac{R_c \dot{\theta}_{\text{cp}} c}{GJ_p}$ ;  $\tilde{R}_c = \frac{R_c c^2}{GJ_p l}$ .

В справочнике [1] приведена ступенчатая диаграмма ввода дизельного двигателя в режим полного хода, в соответствии с которой наиболее подходящей для описания режима разгона при выводе на номинальную угловую скорость  $\dot{\theta}_{\text{ном}}$  на каждой ступени будет экспоненциальная функция вида

$$\dot{\theta}(\tau) = \dot{\theta}_{\text{ном}} (1 - e^{-\alpha \tau}). \quad (5)$$

Здесь  $\alpha$  — параметр, который зависит от времени выхода на номинальную скорость.

Тогда закон движения левого торца стержня можно представить в виде

$$\theta(\tau) = \dot{\theta}_{\text{ном}} \frac{l}{c} \left( \tau - \frac{1 - e^{-\alpha \tau}}{\alpha} \right). \quad (6)$$

В дальнейшем точкой будем обозначать производную по  $\tau$ , штрихом — по  $\xi$ . Для определения динамических усилий необходимо решить граничную задачу (4):

$$\varphi(0, \tau) = 0;$$

$$\frac{GJ_p}{l} \varphi'(1, \tau) = \frac{I_M c^2}{l^2} \dot{\varphi}(1, \tau), \quad (7)$$

с однородными начальными условиями:

$$\varphi(\xi, 0) = 0; \quad \dot{\varphi}(\xi, 0) = 0. \quad (8)$$

Согласно методу Фурье, решение уравнения (4) найдем в виде ряда произведения функций:

$$\varphi(\xi, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(\xi) w_n(\tau). \quad (9)$$

Собственные функции  $\Phi_n$  возьмем такими, которые удовлетворяют уравнению вида [19]:

$$\Phi_n'' + \lambda_n^2 \Phi_n = 0, \quad (10)$$

где  $\lambda_n$  — собственные значения.

С учетом первого граничного условия (7) решение уравнения (10) можно представить в виде

$$\Phi_n(\xi) = \frac{\sin \lambda_n \xi}{\lambda_n}. \quad (11)$$

Из второго граничного условия (7) получим уравнение для нахождения собственных значений:

$$\tan \lambda_n = \frac{1}{\zeta \lambda_n}. \quad (12)$$

Здесь  $\zeta = I_M / (\gamma J_p l)$  — относительная инерционная нагрузка.

Собственные функции (11) будут ортогональны с весом  $\rho(\xi) = 1 + \zeta \delta(1 - \xi)$  [14]. Подставив ряд (9) в выражение (4), умножив его обе части на  $\rho \Phi_n$  и взяв интеграл по длине, получим уравнение для нахождения функций  $w_n$ :

$$\ddot{w}_n + 2\tilde{\mu}_n \dot{w}_n + \lambda_n^2 w_n = -\frac{\tilde{K}_c \Phi_n(1)}{\Delta_n^2} \left( \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \right)^2 + \frac{1}{\Delta_n^2 \lambda_n^2} (\Phi_n'(1) - \Phi_n'(0) - \zeta \lambda_n^2 \Phi_n(1)) \frac{\partial^2 \theta}{\partial \tau^2}, \quad (13)$$

где  $\Delta_n^2 = (2\lambda_n - \sin 2\lambda_n + 4\zeta \lambda_n \sin^2 \lambda_n) / (4\lambda_n^3)$  — квадрат нормы собственных функций [14];  $\tilde{\mu}_n =$

$$= \mu \Phi_n(1) / \Delta_n^2.$$

С учетом зависимостей (5) и (6) общее решение уравнения (13) запишется в виде

$$w_n(\tau) = A_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \sin \beta_n \tau + B_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \cos \beta_n \tau + C_n e^{-2\alpha \tau} + D_n e^{-\alpha \tau} + E_n, \quad (14)$$

где  $\beta_n = \sqrt{\lambda_n^2 - \tilde{\mu}_n^2}$ ;  $A_n, B_n$  — произвольные постоянные, определяемые из начальных условий (8);  $C_n, D_n, E_n$  — коэффициенты, определяемые из равенства значений при соответствующих функциях левой и правой части уравнения (13) (в силу громоздкости выражений значения коэффициентов  $A_n, B_n, C_n, D_n, E_n$  в статье не приводятся).

Принимая во внимание ранее введенные обозначения, спектр частот собственных колебаний определяется по формуле

$$\omega_n = \beta_n c / l. \quad (15)$$

С учетом зависимостей (2), (9), (11) и (14) выражения для углов поворота, угловых скоростей и крутящих моментов произвольных сечений вала можно представить в виде



$$\psi(\xi, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \lambda_n \xi}{\lambda_n} (A_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \sin \beta_n \tau + B_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \cos \beta_n \tau + C_n e^{-2\alpha \tau} + D_n e^{-\alpha \tau} + E_n) + \dot{\theta}_{\text{ном}} \frac{l}{c} \left( \tau - \frac{1 - e^{-\alpha \tau}}{\alpha} \right); \quad (16)$$

$$\dot{\psi}(\xi, \tau) = \frac{c}{l} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \lambda_n \xi}{\lambda_n} \times \left( e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \cos \beta_n \tau (\beta_n A_n - \tilde{\mu}_n B_n) - e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \sin \beta_n \tau (\tilde{\mu}_n A_n + \beta_n B_n) - 2\alpha C_n e^{-2\alpha \tau} - \alpha D_n e^{-\alpha \tau} \right) + \dot{\theta}_{\text{ном}} (1 - e^{-\alpha \tau}); \quad (17)$$

$$M(\xi, \tau) = \frac{GJ_p}{l} \sum_{n=1}^{\infty} \cos \lambda_n \xi \times \left( A_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \sin \beta_n \tau + B_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \cos \beta_n \tau + C_n e^{-2\alpha \tau} + D_n e^{-\alpha \tau} + E_n \right). \quad (18)$$

Динамический коэффициент примем как отношение крутящего момента в сечении вала к номинальному моменту сопротивления:

$$K_d(\xi, \tau) = \frac{GJ_p}{l R_c \dot{\theta}_{\text{ном}}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \cos \lambda_n \xi (A_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \sin \beta_n \tau + B_n e^{-\tilde{\mu}_n \tau} \cos \beta_n \tau + C_n e^{-2\alpha \tau} + D_n e^{-\alpha \tau} + E_n). \quad (19)$$

### Результаты (Results)

В качестве примера рассмотрим механические характеристики БМРТ большого морозильного рыболовного траулера «Механик Ковтун»: диаметр гребного винта  $D = 4$  м; момент инерции винта с присоединенной водой  $I_M = 3226$  кг·м<sup>2</sup>; номинальная частота вращения  $n_{\text{ном}} = 156$  об/мин ( $\dot{\theta}_{\text{ном}} = 16,3$  рад/с), номинальная мощность на винте  $N_{\text{ном}} = 2650$  кВт, длина валопровода (промежуточного и гребного валов)  $l = 11,35$  м; приведенная жесткость валопровода  $GJ_p = 1,33 \cdot 10^8$  Н·м<sup>2</sup>; распределенный момент инерции валопровода  $\gamma J_p = 13$  кг·м (относительная инерционная нагрузка  $\zeta = I_M / (\gamma J_p l) \approx 22$ ), скорость распространения волн крутильных колебаний в стальном стержне  $c = 3200$  м/с; по номинальной мощности и угловой скорости определяем коэффициент  $R_c$ :

$$R_c = N_{\text{ном}} / \dot{\theta}_{\text{ном}}^3 = 587 \text{ кг·м}^2.$$

В результате решения уравнения (12) значения первых трех собственных чисел составят:

$$\lambda_1 = 0,212; \lambda_2 = 3,16; \lambda_3 = 6,29.$$

Рассмотрим случай, когда винт выходит на 95 % номинальной скорости вращения за время, сопоставимое с периодом главной формы колебаний:

$$T_p = 2\pi l / (\lambda_1 c) = 0,105 \text{ с.}$$

Для этого случая параметры модели будут принимать значения:  $\alpha = 0,1$ ;  $\dot{\theta}_{\text{сп}} = 11,2$  рад/с;  $\mu = 0,158$ ;  $\tilde{R}_c = 3,98$ ;  $\tilde{\mu}_1 = 7,11 \cdot 10^{-3}$ ;  $\beta_1 \approx 0,212$ , для последующих форм колебаний  $\tilde{\mu}_n$  убывает, а  $\beta_n$  мало отличается от  $\lambda_n$ .

На графике (рис. 2, а) штриховой линией показан угол поворота левого торца вала в соответствии с законом движения (6), сплошной линией — угол поворота правого торца вала согласно зависимости (16). Аналогичные зависимости для угловых скоростей (5) и (17) представлены на графике (рис. 2, б). На рис. 3 приведена эпюра крутящих моментов для момента времени  $t = 0,053$  с. Как видно из графика, изменение крутящих моментов по длине вала является незначительным. Зависимость для динамического коэффициента (19) на левом торце вала ( $\xi = 0$ ) представлена на графике (рис. 4, а). Для рассматриваемых параметров модели  $K_d \approx 11$ . Из приведенных на рис. 2–4 графиков следует, что для принятого режима разгона динамический эффект, являющийся весьма существенным, приведет к поломке оборудования, однако практически реализовать такой режим разгона крайне сложно.

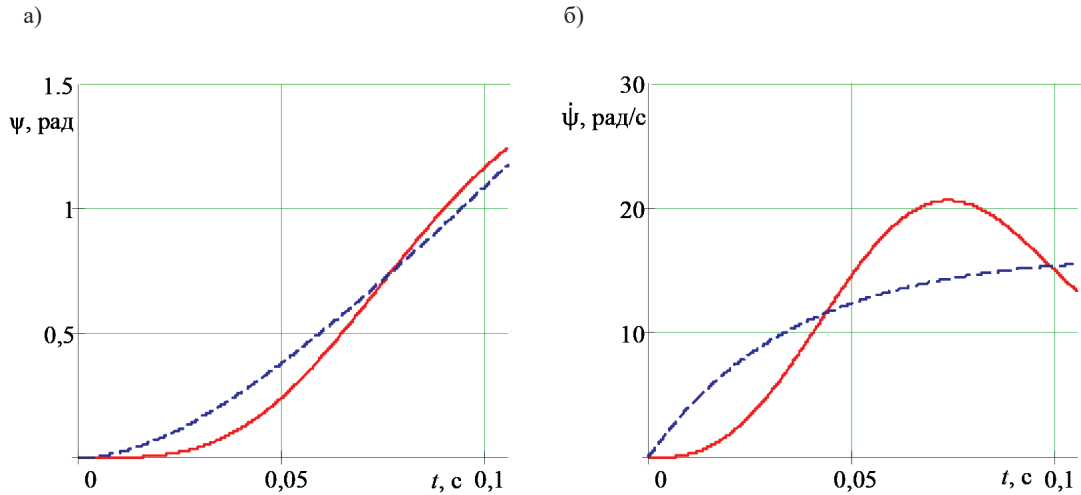


Рис. 2. Углы поворота (а) и угловые скорости торцевых сечений валопровода (б)

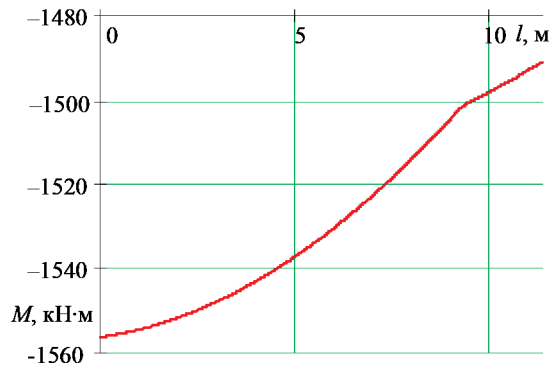


Рис. 3. Эпюра крутящих моментов

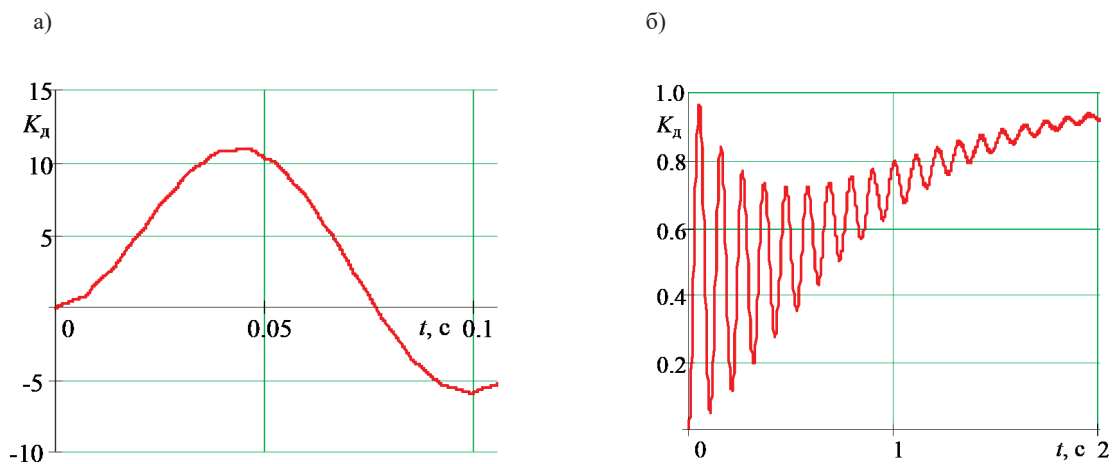


Рис. 4. Динамические коэффициенты при разгоне вала за время  $T_p = 0,105$  с (а) и  $T_p = 2$  с (б)

С увеличением времени разгона динамический эффект значительно убывает. Так, если осуществить выход на 95 % номинальной скорости за время в пределах, равных девятнадцати периодам главной формы колебаний ( $\alpha = 0,0055$ ;  $T_p = 2$  с), то динамический коэффициент не превысит единицы (рис. 4, б).

На рис. 5 показаны скорости в торцевых сечениях, при этом наложение кривых на графике указывает, что сечения вала в данном случае поворачиваются практически тождественно.

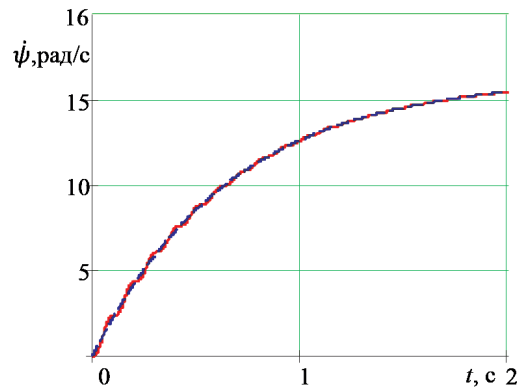


Рис. 5. Угловые скорости торцевых сечений валопровода для времени  $T_p=2$  с

### Обсуждение (Discussion)

В данной работе исследования выполняются на основе упрощенной математической модели (4). Оценить адекватность принятых допущений для конкретных параметров модели можно сопоставляя значения величин по результатам расчета. Так, например, значения  $\dot{\varphi}$  и  $\dot{\theta}$  имеют примерно один порядок лишь в течение первого полупериода собственных колебаний, а в дальнейшем  $\dot{\varphi}$  не превышает  $0,1 \dot{\theta}$ . Однако для более объективной оценки погрешности, которую вносят принятые допущения, необходимы дополнительные теоретические исследования с использованием, например, численных методов расчета, или экспериментальные.

Еще одним упрощением в принятой модели является замена системы ступенчатых валов одним валом с эквивалентной податливостью, однако учитывая большую жесткость системы, что видно из эпюры крутящих моментов (см. рис. 3), данное допущение окажет незначительное влияние на результаты расчетов. Тем не менее при организации системы активного мониторинга работы оборудования для адекватного анализа информации, поступающей с датчиков, необходимо в дальнейшем оценить влияние ступенчатой формы валов на величину усилий и деформаций при динамических нагрузках.

Несмотря на некоторую громоздкость расчетных зависимостей, принятый в работе подход дает универсальный и эффективный метод исследования напряженно-деформированного состояния валопроводов при различных динамических воздействиях, таких как выход винта из воды, попадание в неоднородный набегающий поток, удар винта о лед, резонансные явления при пульсирующей работе двигателя и др. Данную математическую модель также можно дополнить членами, учитывающими внешнее и внутреннее трение, что является актуальным для исследований резонансных явлений и учета потерь от колебательного движения.

### Заключение (Conclusion)

В работе представлена упрощенная математическая модель для описания динамики крутильных колебаний упругих стержней, которая позволяет учитывать действие как распределенных, так и локальных диссипативных сил. На основе предложенной модели выполнены исследования динамических усилий и деформаций валопровода в режиме разгона ГД. В результате исследования установлено следующее:

- динамические усилия в валопроводе существенны и могут многократно превышать значения от номинальной нагрузки, если время вывода на номинальную частоту вращения ГД сопоставимо с несколькими периодами главной формы колебаний;
- собственные колебания значительно проявляются лишь в течение короткого промежутка времени (до десяти периодов главной формы колебаний) после динамического воздействия,



а затем быстро затухают за счет сил сопротивления на винте, даже без учета потерь на внутреннее и внешнее трение в валопроводе;

– с повышением плавности ввода ГД в рабочий режим (время разгона более двадцати периодов главной формы колебаний) динамический эффект становится незначительным, не создавая дополнительных усилий в валах.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Судовой механик: справ. / Под общ. ред. А. А. Фока. — Одесса: Фенікс, 2008. — Т. 1. — 1036 с.
2. Ларин А. А. Роль исследований крутильных колебаний валопроводов в развитии динамики машин / А. А. Ларин // Питання історії науки і техніки. — 2009. — № 4. — С. 2–9.
3. Коврижных М. Н. Расчет амплитуд свободных колебаний дискретных многомассовых систем / М. Н. Коврижных, С. С. Глушков // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2008. — № 2. — С. 162–164.
4. Soni T. Active vibration control of ship mounted flexible rotor-shaft-bearing system during seakeeping / T. Soni, A. S. Das, J. K. Dutt // Journal of Sound and Vibration. — 2020. — Vol. 467. — Pp. 115046. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.115046.
5. Мартянов В. В. Оценка угрозы возникновения резонансных колебаний на примере расчета крутильных колебаний судового валопровода пассажирского теплохода пр. P118 / В. В. Мартянов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 2. — С. 359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.
6. Jee J. Design Improvement of a Viscous-Spring Damper for Controlling Torsional Vibration in a Propulsion Shafting System with an Engine Acceleration Problem / J. Jee, C. Kim, Y. Kim // Journal of Marine Science and Engineering. — 2020. — Vol. 8. — Is. 6. — Pp. 428. DOI: 10.3390/jmse8060428.
7. Murawski L. Shaft line whirling vibrations: effects of numerical assumptions on analysis results / L. Murawski // Marine Technology and SNAME News. — 2005. — Vol. 42. — Is. 2. — Pp. 53–60. DOI: 10.5957/mtl.2005.42.2.53.
8. Halyavkin A. Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing / A. Halyavkin, I. Razov, V. Mamontov, G. Kushner // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — IOP Publishing, 2017. — Vol. 90. — Is. 1. — Pp. 012078. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.
9. Екимов А. С. Измерение крутильных колебаний валопроводов судовых энергетических установок теплоходов проекта 1741А / А. С. Екимов, Н. Г. Петрова, С. С. Глушков // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2009. — № 2. — С. 228–230.
10. Тхьонг Н. М. Современное состояние вопроса о динамике судовых валопроводов (опыт Вьетнама) / Н. М. Тхьонг // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. — 1998. — № 2. — С. 95–99.
11. Мамонтов В. А. Автоматизация методики расчета собственной частоты поперечных колебаний гребного вала / В. А. Мамонтов [и др.] // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2019. — № 1. — С. 63–70. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-1-63-70.
12. Сапига В. В. Совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов / В. В. Сапига, А. Л. Кирюхин, П. В. Черпита // Водный транспорт. — 2014. — № 1 (19). — С. 52–61.
13. Улитин Г. М. Изгибные колебания стержня с переменной жесткостью и распределенной массой / Г. М. Улитин, С. Н. Царенко // Прикладная математика и механика. — 2015. — Т. 79. — № 6. — С. 817–823.
14. Царенко С. Н. Крутильные колебания стержневых конструкций с осевой неоднородностью геометрических характеристик / С. Н. Царенко // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Математика. Механика. Физика. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 50–58. DOI: 10.14529/mmph190107.
15. Han H. S. Estimate of the fatigue life of the propulsion shaft from torsional vibration measurement and the linear damage summation law in ships / H. S. Han, K. H. Lee, S. H. Park // Ocean Engineering. — 2015. — Vol. 107. — Pp. 212–221. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.07.023.
16. Huang Q. Numerical modeling and experimental analysis on coupled torsional-longitudinal vibrations of a ship's propeller shaft / Q. Huang, X. Yan, Y. Wang, C. Zhang, Z. Wang // Ocean Engineering. — 2017. — Vol. 136. — Pp. 272–282. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2017.03.017.
17. Huang Q. Coupled transverse and torsional vibrations of the marine propeller shaft with multiple impact factors / Q. Huang, X. Yan, C. Zhang, H. Zhu // Ocean Engineering. — 2019. — Vol. 178. — Pp. 48–58. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2019.02.071.

18. Рак А. Н. Особенности расчета параметров вспомогательно-аварийного движения на морских судах с комбинированным дизель-электрическим двигателем / А. Н. Рак, С. Н. Царенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 1. — С. 115–125. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-1-115-125.

19. Филиппов А. П. Колебания механических систем / А. П. Филиппов. — Киев: Наукова думка, 1965. — 716 с.

#### REFERENCES

- Fock, A. A., ed. *Sudovoy mekhanik: sprav.* Vol. 1. Odessa: Feniks, 2008.
- Larin, A. A. “Rol’ issledovaniy krutil’nykh kolebaniy valoprovodov v razvitiy dinamiki mashin.” *Pytannya istoriyi nauky i tekhniki* 4 (2009): 2–9.
- Kovrizhnykh, M. N., and S. S. Glushkov. “Raschet amplitud svobodnykh kolebaniy diskretnykh mnogo-massovykh system.” *Nauchnyye problemy transporta Sibiri i Dal’nego Vostoka* 2 (2008): 162–164.
- Soni, Tukesh, A. S. Das, and J. K. Dutt. “Active vibration control of ship mounted flexible rotor-shaft-bearing system during seakeeping.” *Journal of Sound and Vibration* 467 (2020): 115046. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.115046.
- Martianov, Vladimir V. “Assessment of synchronous vibrations risks as exemplified in the shafting torsional vibrations analysis for R118 project passenger ship.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.2 (2020): 359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.
- Jee, Jaehoon, Chongmin Kim, and Yanggon Kim. “Design Improvement of a Viscous-Spring Damper for Controlling Torsional Vibration in a Propulsion Shafting System with an Engine Acceleration Problem.” *Journal of Marine Science and Engineering* 8.6 (2020): 428. DOI: 10.3390/jmse8060428.
- Murawski, Lech. “Shaft line whirling vibrations: effects of numerical assumptions on analysis results.” *Marine Technology and SNAME News* 42.2 (2005): 53–60. DOI: 10.5957/mtl.2005.42.2.53.
- Halyavkin, Aleksey, Igor Razov, Victor Mamontov, and Guriy Kushner. “Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing.” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 90. No. 1. IOP Publishing, 2017. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.
- Ekimov, A. S., N. G. Petrov, and S. S. Glushkov. “Torsional oscillation in the propeller shafts of ship engine 1741A.” *Nauchnyye problemy transporta Sibiri i Dal’nego Vostoka* 2 (2009): 228–230.
- Thuong, N. M. “Sovremennoye sostoyaniye voprosa o dinamike sudovykh valoprovodov (opyt V’yetnama).” *Sudovyye energeticheskiye ustanovki: nauchn.-tekhn. sb.* Vol. 2. 1998. 95–99.
- Mamontov, Victor Andreevich, Ibragim Musaevich Abacharaev, Vladimir Pavlovich Bulgakov, and Guriy Alekseevich Kushner. “Automating the method of calculating natural frequency of propeller shaft transverse vibrations.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 1 (2019): 63–70. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-1-63-70.
- Sapiga, V., A. Kiryukhin, and P. Cherpita. “Perfection methods for analyzing the dynamics of marine shafting.” *Vodnyy transport* 1(19) (2014): 52–61.
- Ulitin, G.M., and S. N. Tsarenko. “Flexural vibrations of a rod of variable stiffness and distributed mass.” *Journal of Applied Mathematics and Mechanics* 79.6 (2015): 572–576. DOI: 10.1016/j.jappmathmech.2016.04.003.
- Tsarenko, S. N. “Torsional vibrations of a rod with an axial geometric inhomogeneity.” *Bulletin of the South Ural State University», series «Mathematics. Mechanics. Physics* 11.1 (2019): 50–58. DOI: 10.14529/mmp190107.
- Han, HyungSuk, KyungHyun Lee, and SungHo Park. “Estimate of the fatigue life of the propulsion shaft from torsional vibration measurement and the linear damage summation law in ships.” *Ocean Engineering* 107 (2015): 212–221. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.07.023.
- Huang, Qianwen, Xiping Yan, Yikun Wang, Cong Zhang, and Zhihua Wang. “Numerical modeling and experimental analysis on coupled torsional-longitudinal vibrations of a ship’s propeller shaft.” *Ocean Engineering* 136 (2017): 272–282. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2017.03.017.
- Huang, Qianwen, Xiping Yan, Cong Zhang, and Hanhua Zhu. “Coupled transverse and torsional vibrations of the marine propeller shaft with multiple impact factors.” *Ocean Engineering* 178 (2019): 48–58. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2019.02.071.
- Rak, Alexander N., and Sergey N. Tzarenko. “Features of calculating the parameters of auxiliary-emergency traffic on sea-going ships with combined diesel-electric propulsor.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.1 (2021): 115–125. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-1-115-125.
- Filippov, A. P. *Kolebaniya mekhanicheskikh sistem.* Kyev: Naukova dumka, 1965.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ**

**Царенко Сергей Николаевич** —  
кандидат технических наук, доцент  
Камчатский государственный технический  
университет  
683003, Российская Федерация,  
Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35  
e-mail: [tzarenko@gmail.com](mailto:tzarenko@gmail.com)

**Рак Александр Николаевич** —  
кандидат технических наук  
Донецкий национальный технический университет  
83001, Украина, Донецк, ул. Артема, 58  
e-mail: [Alexander.Rak@mail.ru](mailto:Alexander.Rak@mail.ru)

**Безлобенко Борис Николаевич** —  
начальник комплексного судового производства  
АО «Петропавловск-Камчатский  
судоремонтный завод»  
683015, Российская Федерация, Петропавловск-  
Камчатский, ул. Днепроvская, 1  
e-mail: [bezpsrz@mail.ru](mailto:bezpsrz@mail.ru)

**INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Tzarenko, Sergey N.** —  
PhD, associate professor  
Kamchatka State Technical  
University  
35 Klyuchevskaya Str., Petropavlovsk-Kamchatsky,  
683003, Russian Federation  
e-mail: [tzarenko@gmail.com](mailto:tzarenko@gmail.com)

**Rak, Alexander N.** —  
PhD  
Donetsk National Technical University  
58 Artyoma Str., Donetsk, 83001, Ukraine  
e-mail: [Alexander.Rak@mail.ru](mailto:Alexander.Rak@mail.ru)

**Bezlobenko, Boris N.** —  
Head of the complex marine production  
Petropavlovsk-Kamchatsky Shipyard,  
JSC  
1 Dneprovskaya Str., Petropavlovsk-Kamchatsky,  
683015, Russian Federation  
e-mail: [bezpsrz@mail.ru](mailto:bezpsrz@mail.ru)

*Статья поступила в редакцию 3 июня 2021 г.*

*Received: June 3, 2021.*