

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПРИ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ И ОБВОДНЕНИИ СМАЗКИ В ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Сапига В. В., к.т.н., доцент кафедры корабельной энергетики и электроэнергетических систем Института Военно-Морских Сил Национального университета «Одесская морская академия», e-mail: sapiga.seb@gmail.com

Ермошкин Н. Г., к.т.н., доцент, профессор кафедры корабельной энергетики и электроэнергетических систем Института Военно-Морских Сил Национального университета «Одесская морская академия», e-mail: seu@ma.odessa.ua

Игнатенко А. А., и.о. начальника кафедры корабельной энергетики и электроэнергетических систем Института Военно-Морских Сил Национального университета «Одесская морская академия», e-mail: seu@ma.odessa.ua

Целью работы является совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов с гидродинамическими подшипниками. Методология. Синтез методов динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения, учитывающих изменение упруго-демпфирующих свойств несущего слоя проводился в два этапа. На первом этапе решение задачи, динамики судового валопровода заключалось в определении неконсервативных сил в несущем слое, являющимися откликом на внешнюю переменную гармоническую нагрузку. На втором этапе решалась задача динамики судового валопровода в условиях анизотропии несущего слоя, вызванной процессами диффузии и массопереноса в гидравлическом тракте подшипника. Результаты. Проведено моделирование поведения роторной системы на основе созданной конечно-элементной модели судового валопровода морского траулера. Получены круговые диаграммы виброперемещений осей цапф по траекториям подвижного равновесия в опорах судового валопровода при различной степени обводнения смазочного масла. Новизна. Получила дальнейшее развитие методика проведения динамического анализа роторных систем, учитывающая процессы диффузии и массопереноса обводнённого масла в гидравлическом тракте радиального гидродинамического подшипника. Практическое значение. Полученные параметры виброперемещений осей цапф по траекториям подвижного равновесия в опорах судового валопровода позволяют дополнить существующие системы мониторинга технического состояния, а также дает возможность разрабатывать алгоритмы действий оператора в экстремальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: *судовой валопровод, радиальный гидродинамический подшипник, вибрация, моделирование.*

Введение. Современный этап развития судовой энергетики характеризуется устойчивой тенденцией к комплексной автоматизации управления насыщенным энергоёмким оборудованием морских транспортных средств, заставляющая проектантов искать компромисс между сложностью объекта и его безопасностью на протяжении всего жизненного цикла судна.

Постановка задачи исследования и её связь с практическими вопросами. Анализ видов опасностей и распределение аварийных случаев свидетельствуют о том, что на потерю хода и управляемости вследствие отказа главного двигателя, редуктора или вало-винторулевого комплекса приходится до 43 % аварийных случаев. При этом, достаточная протяженность судовой валолинии, размещение в различных отсеках и вне корпуса судна, использование пожароопасных рабочих сред в муфтах, передачах, опорных и упорных узлах делают валопровод одним из наиболее уязвимых элементов судовой энергетической установки, выход из строя которого приводит к потери хода и срыву выполняемых задач. Учитывая сложность и разветвлённость судовых валопроводов, их подсистем и элементов, а также невозможность проведения натурных испытаний на судах в обстановке, приближенной к экстремальной, делают незаменимым средством для их исследования методы инженерного анализа.

Таким образом, обеспечение безопасности судового валопровода в экстремальных условиях плавания судна требует решения задачи по сохранению его работоспособности в

условиях, обусловленных эксплуатационными воздействиями и аварийными повреждениями энергетической установки и судна в целом, и определяет актуальность темы исследования.

Анализ последних исследований и публикаций. Вопросы методологии динамического анализа роторных систем, основанные на аналитическом представлении основных действующих факторов, освещены в работах [1, 2–6]. Авторами этих фундаментальных исследований рассмотрены и классифицированы основные причины, вызывающие вибрацию роторов; изложены подходы к динамическому анализу многоопорных валов; приведен анализ динамики роторов с учётом их переменной жесткости, гироскопических эффектов, силовых и температурных деформаций. Вместе с тем, необходимо отметить, что гидродинамические реакции подшипников в этих работах представляются в линеаризованном виде, что приводит к упрощению расчётной модели в отношении свойств смазочного материала, режима его течения, условий работы и т.п.

Аспекты динамического анализа многоопорных валопроводов, основанного на аналитическом представлении основных действующих факторов, что позволяет существенно сократить число степеней свободы рассматриваемой роторной системы, отражены в работах [7–9]. В основе разработанных подходов лежит декомпозиция роторной системы на составляющие её подсистемы по критерию слабых динамических взаимодействий между ними. Отметим, что нелинейность реакций опор скольжения в этих работах не рассматривается, хотя принципиально предложенный подход пригоден для их описания. Уйти от обособленного рассмотрения явлений, происходящих в роторной системе, и перейти к динамическому анализу комплекса «ротор – подшипники», представляющего собой автоколебательную систему с устойчивым предельным циклом, размеры которого удовлетворяют условиям работоспособности подшипников в широком диапазоне рабочих частот вращения ротора, удалось авторам работ [2, 5]. Распространение моделей и методов динамического анализа этих работ на объекты судовой техники связано с адаптацией расчетных методик к условиям работы многопролетных низкооборотных валов с гидродинамическими подшипниками на индивидуальной смазке в составе энергетических установок судов транспортного, промышленного, технического и военно-морского флота.

Фундаментальными и прикладными исследованиями, проводимыми в Национальном университете «Одесская морская академия», созданы теоретические основы разработки судовых роторных систем, реализующих процессы гидродинамического удержания осей и стабилизации колебаний валов, функционирующие на принципах управления положением шипов в зазорах подшипников путём изменения потенциальной и кинетической энергии рабочей жидкости [10]. Несмотря на довольно полный охват проблемы функционирования систем стабилизации и удержания валов в подшипниках на гетерогенном смазочном материале, автором этой работы при анализе динамики судовых валопроводов не учитывалось воздействие технологических неточностей и дефектов элементов роторных систем, их крутильных и изгибных колебаний на устойчивость движения валов в опорах. Практически не изученными остались процессы диффузии и массопереноса в гидравлическом тракте индивидуальных систем смазки подшипников. Отметим, что пренебрежение этими факторами приводит к завышению расчетных оценок пределов виброустойчивости многопролетных валопроводов при прогностическом моделировании колебательного движения роторов пропульсивных установок кораблей и судов.

Выполненный анализ последних исследований и публикаций показал отсутствие адекватных современным требованиям научных результатов и созданных инструментальных средств динамического анализа судовых валопроводов с гидродинамическими подшипниками на индивидуальной смазке. Это приводит к тому, что при эксплуатации валопроводов на протяжении всего жизненного цикла морского

транспортного средства практически не реализуются комплексы оптимизационных задач, обеспечивающие заданные показатели надежности и эффективности энергетической установки и всего судна в целом.

Цель статьи – совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов с гидродинамическими подшипниками на основе конечно-элементной (КЭ) модели объекта исследования, учитывающих изменение упруго-демпфирующих характеристик несущего слоя вследствие поступления воды в индивидуальную систему смазки радиального гидродинамического подшипника.

Основное содержание. Применительно к судовому валопроводу, как отдельной крутильно-колебательной системе, задача динамики сводится к решению ряда вопросов, направленных на обеспечение устойчивости пространственного положения вала в опорах при действии возмущений, генерируемых как работой главного двигателя, так и движителя. Решение задачи динамики судового валопровода, в нашем случае, связано с расширением зоны функционирования трибоузлов традиционной конструкции в условиях дестабилизирующих воздействий эксплуатационных факторов. Моделирование поведения роторной системы сопряжено с необходимостью решать совместную задачу теории колебаний и гидродинамики, достаточно сложно формализуемую. Но формализованный подход к решению задачи динамики на фоне ее сложности позволяет сформировать доступную вычислительную процедуру, которая, в свою очередь, дает необходимое решение применительно к реальным объектам. За основу для математического моделирования принят судовый валопровод рыбо-крилевого траулера-супер (РКТ-С) проекта 16080, получающий вращение от дизель-редукторного агрегата, генерирующего мощность, равную 4410 кВт, и передающий крутящий момент на 4-х лопастной ВРШ диаметром 3,7 м при номинальных оборотах линии вала – 146 об/мин. Таким образом, моделируется роторная система с относительно невысокими скоростями вращения, но имеющая значительную протяженность, большие массы и расположенная на судне, которое само представляет упругую подвижную систему.

Для решения задачи динамики судового валопровода воспользуемся математическим аппаратом метода конечных элементов, позволяющим крутильно-колебательную систему представить в виде набора конечных элементов (рис. 1), обладающих соответствующими свойствами и дающих возможность учитывать инерционные и гироскопические моменты, крутильные и изгибные колебания для различных по форме валов с учетом реакций опор [11–13].

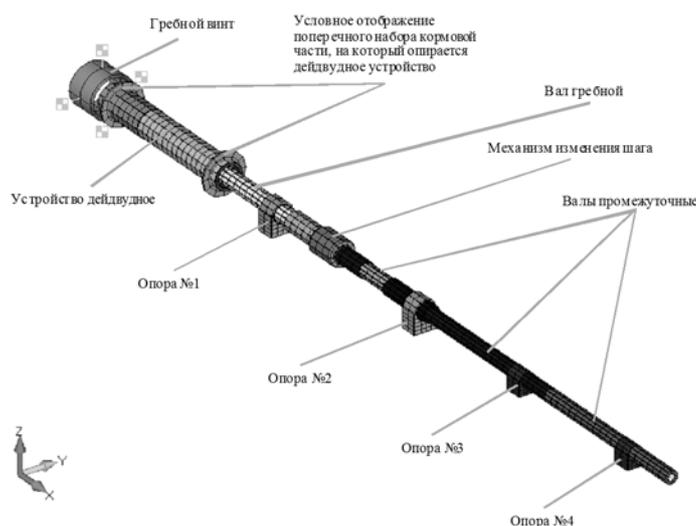


Рисунок 1 – КЭ-модель судового валопровода РКТ-С пр. 16080

Уравнение для механической системы, обладающей n -степенями свободы и определяемой координатами x_1, x_2, \dots, x_n , приведем к виду [14, 15]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_i} = Q_i(t), \quad (1)$$

где T, Π, Φ – соответственно кинетическая, потенциальная энергии, диссипативная функция, представленные в виде $T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j$; $\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} x_i x_j$; $\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n d_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j$; $Q_i(t)$ – возмущающие усилия; m_{ij}, c_{ij}, d_{ij} – коэффициенты инерции, жесткости и демпфирования.

После подстановки значений кинетической, потенциальной и энергии диссипации в уравнение (1), получим систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \ddot{x}_1 + \dots + m_{1n} \ddot{x}_n + d_{11} \dot{x}_1 + \dots + d_{1n} \dot{x}_n + c_{11} x_1 + \dots + c_{1n} x_n &= Q_1(t) \\ m_{21} \ddot{x}_1 + \dots + m_{2n} \ddot{x}_n + d_{21} \dot{x}_1 + \dots + d_{2n} \dot{x}_n + c_{21} x_1 + \dots + c_{2n} x_n &= Q_2(t) \\ \dots &\dots \\ m_{n1} \ddot{x}_1 + \dots + m_{nn} \ddot{x}_n + d_{n1} \dot{x}_1 + \dots + d_{nn} \dot{x}_n + c_{n1} x_1 + \dots + c_{nn} x_n &= Q_n(t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

или в компактном виде:

$$\sum_{k=1}^n (m_{ik} \ddot{x}_k + d_{ik} \dot{x}_k + c_{ik} x_k) = Q_i(t), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3)$$

В матричном виде система уравнений (2) примет вид:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} = \{Q\}, \quad (4)$$

где $[M]$ – матрица масс:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix};$$

$[D]$ – матрица коэффициентов демпфирования:

$$[D] = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{1n} \\ d_{21} & d_{22} & \dots & d_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ d_{n1} & d_{n2} & \dots & d_{nn} \end{bmatrix};$$

$[C]$ – матрица коэффициентов жесткостей:

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ c_{n1} & c_{n2} & \dots & c_{nn} \end{bmatrix};$$

$\{x\}$ – матрицы-столбцы обобщенных координат:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{Bmatrix};$$

$\{Q\}$ – матрица-столбец возмущающих усилий:

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \dots \\ Q_n \end{Bmatrix}.$$

Используя представленные выше выражения для кинетической, потенциальной энергии и диссипативной функции, а также заменив координаты x_1, x_2, \dots, x_n на новые – $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ (матрицы-столбцы узловых ускорений, скоростей и перемещений), характеризующие пространственное положение осей валов в опорах, получим уравнение динамики судового валопровода в виде [16]:

$$[M]\{\ddot{\varphi}\} + [D]\{\dot{\varphi}\} + [C]\{\varphi\} = \{Q\}. \quad (5)$$

Уравнение динамики судового валопровода в матричном виде (5) позволяет не только представить расчетные выражения для системы со многими степенями свободы в компактном виде, но и сформировать вычислительную процедуру по определению собственных и вынужденных колебаний. Для получения численных значений уравнения (5) используется метод прямого интегрирования, реализованный в программе NX Nastran.

Очевидно, что в прямой постановке решение задачи динамики судового валопровода в условиях дестабилизирующих воздействий эксплуатационных факторов представляет большие трудности, а в отдельных случаях делает её решение невозможным. Поэтому в КЭ-модели судового валопровода (рис. 1) используются ряд допущений:

- модель представляет собой многоопорную неразрезную балку ступенчато-переменного сечения;
- нагрузка считается распределенной на соответствующих участках [11];
- валы, входящие в состав судового валопровода, представляют собой изотропные твердые тела, обладающие массой;
- массы равномерно распределены по длине валопровода или сосредоточены в центрах масс;
- продольные колебания вала малы;
- фланцевые соединения моделируются жесткими связями;
- закрепление промежуточных опор валопровода выполнено на абсолютно жестком основании;
- положение вала определяется координатами центра масс механической системы, испытывающей собственные и вынужденные колебания [10].

Представленная КЭ-модель судового валопровода РКТ-С пр. 16080, включающая 2368 элементов с соответствующими граничными условиями, позволяет провести линейный анализ динамики роторной системы, не учитывающий переходные процессы в элементах валопровода. Моделирование поведения смазочного слоя в радиальном гидродинамическом подшипнике в данной КЭ-модели осуществляется путем задания упруго-демпфирующих свойств опоры через коэффициенты жесткости и демпфирования.

Проведенные ранее экспериментальные исследования [17, 18], посвященные обеспечению функционирования судового (корабельного) валопровода в экстремальных условиях, связанных с поступлением воды в систему смазки радиального гидродинамического подшипника (далее – РГП), было установлено, что при степени обводнения смазочного материала до $k = 15\%$ полидисперсный смазочный материал

представляет собой гомогенную структуру. При этом, процессы массопереноса полидисперсного смазочного материала на напорном участке системы индивидуальной смазки РГП аналогичны, как при работе трибоузла на смазочном масле при повседневной эксплуатации. В работах [17, 18] установлено, что при $k > 15\%$ происходит интенсивное вспенивание эмульсии, вызываемое наличием в эмульгированном смазочном материале нерастворенных газов, изменяющих упругость несущего слоя и, как следствие, вызывает резкое снижение минимальной толщины смазочного слоя. Поведение данного гетерогенного смазочного материала не поддается описанию с позиции классического реологического закона Ньютона-Стокса и в дальнейшем обводненный смазочный материал представляет собой жидкость с аномальной вязкостью [10, 17].

Моделирование поведения судового валопровода в условиях обводнения смазки в подшипниках следует вести в соответствии с разработанными методологическими подходами к решению задач диффузии и массопереноса в гидравлическом тракте радиального гидродинамического подшипника [19, 20], а также с учетом эволюционных трансформаций смазочного материала в клиновидном зазоре подшипника [21], используя следующую методику.

1. Решается задача динамики судового валопровода при малых значениях обводнения $k \leq 15\%$ (изотропный материал), в результате чего определяются начальные положения цапф валопровода в трибоузлах, исходные распределения давления, концентрации компонент, компонент скорости движения смазочного материала, коэффициенты жесткости и демпфирования изотропного несущего слоя.

2. С целью создания универсальности рассматриваемой методики решения вязкостные характеристики обводненного смазочного материала определяются эмпирической зависимостью, полученной в работах [10, 22]:

$$\mu_{эм} = a_2 \exp\left(-\frac{b_2 T_m}{1 - C_m}\right), \quad (6)$$

где T_m , C_m – сеточные распределения температуры смазочного материала и концентрации дисперсной фазы; a_2 и b_2 – эмпирические коэффициенты (например, для водомасляных эмульсий при $T = 35 - 80^\circ\text{C}$: $a_2 = 0,2345$; $b_2 = 0,0355$).

Для исследователей, оперирующих понятием «условной вязкости», здесь можно воспользоваться методологическим подходом, представленным в монографии [6].

3. На данном этапе решается задача диффузии, используя для этого модифицированное уравнение диффузии:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \underbrace{\sum_{\alpha=1}^2 v_{\alpha}(x, t) \frac{\partial C}{\partial x_{\alpha}}}_{A_{1\varphi}} - \underbrace{\sum_{\alpha=1}^2 \frac{\partial}{\partial x_{\alpha}} \left(D(x) \frac{\partial C}{\partial x_{\alpha}} \right)}_{k_{\varphi}} = f(x, t), \quad x \in \Omega, \quad 0 < t \leq C, \quad (7)$$

где k_{φ} – оператор диффузионного переноса; $A_{1\varphi}$ – оператор конвективного переноса (для рассматриваемого случая $A = A_1$); Ω – расчетная область, с учетом заданных граничных и начальных условий:

$$C(x, t) = g(x, t), \quad x \in \partial\Omega, \quad 0 < t \leq T,$$

$$C(x, 0) = 0, \quad x \in \Omega.$$

В результате решения уравнения (7) получаем функцию распределения концентрации дисперсной фазы в дисперсной среде, находящейся в масляной емкости (картер) подшипника скольжения [19]:

$$\|L^{h\tau}(c)_{h\tau} - f^{h\tau}\|_{h\tau}^C \leq M_1 h^n + N_1 \tau^p,$$

$$\|b^{h\tau}(c)_{h\tau} - g^{h\tau}\|_{h\tau}^G \leq M_2 h^n + N_2 \tau^p.$$

4. На следующем этапе решается задача вращения частично погруженного сегмента смазочного диска в обводненный смазочный материал. Данная задача сводится к решению системы уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости и сплошности в сферических координатах, дополненная уравнением момента сопротивления частично погруженного смазочного диска [20]:

$$\frac{d\omega_{\Delta}}{dt} = M_{fr},$$

где M_{fr} – безразмерный момент вязких сил трения, приложенных к диску со стороны жидкости, учитывающий трение о боковую и торцевую поверхности диска.

5. Физические и кинематические параметры, полученные в ходе решения предыдущей задачи, являются входными данными для решения системы уравнений [10]:

$$\int_0^{h_b} B_i V_{xi} y dy + \int_{h_b}^h B_i V_{xi} y dy = \frac{dC_i}{dy}, \quad (i = 1, 2);$$

$$\frac{d}{dx} \left(\sum_{i=1}^2 \int_0^{h_b} \rho_i B_i V_{xi}^2 y dy + \int_{h_b}^h \rho_1 B_1 V_{x1}^2 y dy \right) = -\frac{h^2}{2} \frac{dp}{dx}; \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^2 \left(\frac{d}{dx} \int_0^{h_b} \rho_i B_i V_{xi}^2 y dy - V_i \frac{d}{dx} \int_0^{h_b} \rho_i B_i V_{xi} y dy \right) = -h_b \frac{dp}{dx},$$

дополненной условиями гладкого сопряжения:

$$V_{xi} = \begin{cases} (V_{1x} - V_{wi}) f\left(\frac{y}{h}\right) + V_{wi} & \text{при } 0 \leq y \leq h_b, \\ V_{bi} \left(\frac{h-y}{b}\right)^{1/n_i} & \text{при } h_b \leq y \leq h, \end{cases} \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^2 B_i = 1; \quad B_1 = (B_{1m} - B_{w1}) f\left(\frac{y}{h}\right) + B_{w1}; \quad \tau_i = \rho_i \aleph h (V_{1x} - V_{w1}) \frac{\partial V_i}{\partial y}; \quad (i = 1, 2),$$

где $f\left(\frac{y}{h}\right)$ – профили $\bar{V}_{xi} = \frac{V_{xi}}{V_{1x}}$; $f\left(\frac{y}{h}\right)$ – профили $\bar{B}_1 = \frac{B_{1i}}{B_{1m}}$; C_i – концентрация каждой из

фаз в рассматриваемой зоне несущего слоя; p – давление в слое; \aleph – константа Кармана; индексы указывают на значения параметров: w – в граничном слое; b – на границе подобластей (толщина пристенной области); m – в подобласти, примыкающей к диску.

Система уравнений (8) решается численно с использованием метода Рунге-Кутты [10]. Уравнения (8) с использованием представлений в (9) позволяют установить изменения по x семи функциями: V_{wi} , V_{bi} , B_{m1} , B_{w1} , b при крайних условиях ($x = 0$) и определить распределения $B_i(x, y)$, $V_{xi}(x, y)$.

6. Кинематические параметры течения гетерогенного смазочного материала используются при уточнении сеточных функций распределения концентрации компонент смазочной композиции, по которым из уравнений Рейнольдса и энергии смазочного слоя рассчитывается следующее приближение для давлений и температур в слое.

7. Полученные распределения $B_i(x,y)$, $V_{xi}(x,y)$ позволяют определить распределение скоростей каждой из фаз и получить значение толщины дисперсной фазы обводненного смазочного материала вблизи вращающегося диска:

$$V_{yi} = -\frac{1}{yB_i} \int_0^y \frac{\partial}{\partial x} (yB_i V_{xi}) dy$$

8. Из следующего выражения рассчитывается расход смазочного материала в любой момент времени, определяющий среднюю скорость расхода по сечению канала:

$$Q(t) = \frac{4\pi d^2}{\rho l} \int_0^t \Delta P(\tau) F(r, t - \tau) d\tau,$$

где $F(r, t - \tau) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{e^{-a_k v \frac{(t-\tau)}{d^2}}}{a_k^2}$ – функция распределения, a_k – корни функции Бесселя, d – диаметр канала:

$$V_0(t) = \frac{Q(t)}{\pi d} = \frac{4}{\rho l} \int_0^t \Delta P(\tau) F(r, t - \tau) d\tau.$$

Полученные параметры смазочного материала в напорной магистрали являются исходными данными для определения параметров обводненного смазочного материала в клиновидном зазоре радиального гидродинамического подшипника скольжения судового валопровода.

9. Полученные в ходе решения задач диффузии и массопереноса в гидравлическом тракте радиального ГДП распределения концентрации фаз, расходные характеристики индивидуальной системы смазки радиального гидродинамического подшипника судового валопровода являются исходными для установления сеточных функций распределения гидродинамических, кинематических и реологических параметров обводненного смазочного материала в клиновидном зазоре трибоузла. Используя результаты исследований, отображенные в работе [21], можно сделать вывод о том, что гетерогенный смазочный слой представляет собой двухфазную систему типа «модельная жидкость» – «газ», где физические свойства модельной жидкости можно принять соответствующими физическим свойствам дисперсионной среды с (или без) аддитивными поправками на эмульгированную фазу.

10. Используя численные методы и алгоритм решения уравнения (8), представленный в работе [10], определяются пространственные распределения кинематических и теплофизических характеристик двухфазной системы «модельная жидкость» – «газ», позволяющие с достаточной точностью рассчитать основные характеристики радиального гидродинамического подшипника.

Итерационный процесс повторяется до обеспечения требуемой сходимости полученного решения по условию $|p(x, z, t)^{(n+1)} - p(x, z, t)^{(n)}| \leq \varepsilon$, где ε – заданная точность.

11. Производится расчёт проекций сил давления, действующих на вал со стороны двухфазной системы «модельная жидкость» – «газ» в радиальных гидродинамических подшипниках на оси ζ и η аналогично, как и в задаче динамики судового валопровода при малой степени обводнения [18].

12. Определяются динамические характеристики двухфазной системы «модельная жидкость» – «газ» из выражений применительно к многофазному несущему слою:

$$F_{\xi} = \iint_{\Omega} p(x; z) \sin(x) d\Omega;$$
$$F_{\eta} = -\iint_{\Omega} p(x; z) \cos(x) d\Omega.$$

Подставляя полученные динамические характеристики смазочного слоя в представленную выше КЭ-модель судового валопровода, определяем траектории перемещения шипов в зазорах подшипников. Анализируются и обобщаются данные динамического анализа валопровода.

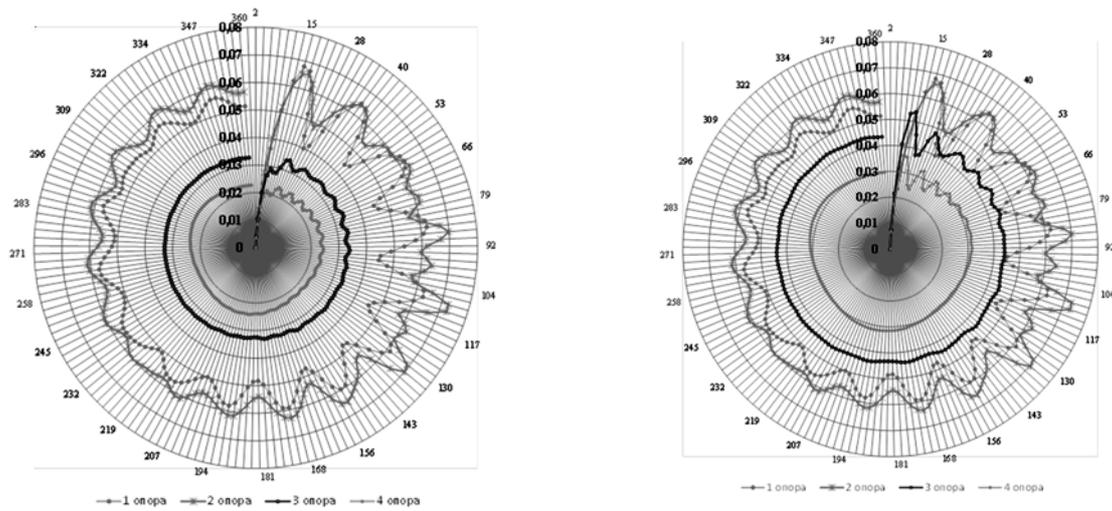
Результаты анализа устойчивости судового валопровода при поступлении воды в индивидуальную систему смазки РГП свидетельствуют об увеличении жесткости смазочного слоя при одновременном уменьшении его толщины. Как отмечено в статье [18], обводнение масла в пределах $k \leq 15\%$ даже в двух последовательно установленных опорах практически не изменяет характер пространственного движения судового валопровода. Дальнейшее увеличение водосодержания в смазочном слое приводит к более резкому отклику системы на возмущение (рис. 2). При обводнении смазочного масла $k \geq 15\%$ происходит дальнейший рост уровня водяного подслоя, приближающегося к вращающемуся диску, снижая расходные характеристики индивидуальной системы смазки трибузла. В результате, в клиновидный зазор РГП продолжает поступать эмульгированный смазочный материал. При этом, в клиновидном зазоре РГП происходит слияние водяных включений и, как следствие, разрушение ячеистых гексагональных структур эмульсии с выделением растворенной газовой фазы из смазочного материала и создающей предпосылки к переходу в капельный режим течения [17, 21]. Вследствии деструктирующего действия воды в клиновидном зазоре РГП происходит уменьшение толщины смазочного слоя с одновременным ростом жесткости тонкой масляной пленки. При этом, возникающие реакции в опорах судового валопровода приводят к изменению пространственного движения осей валов в его трибузлах.

Вышеуказанное подтверждает актуальность дальнейших исследований влияния реологии смазочной жидкости на упруго-демпфирующие свойства подшипников различных типов и, как следствие, устойчивость колебательного движения многоопорных валопроводов судовых энергетических установок.

Анализ соответствия результатов имитационных экспериментов заданным критериям качества достигаемых целей, произведенный с использованием данных экспериментов на физических моделях [10, 23, 24], показал, что суммарная погрешность от упрощений при постановке задачи, выбора исходных зависимостей и методов расчёта не превышает 6–9 %.

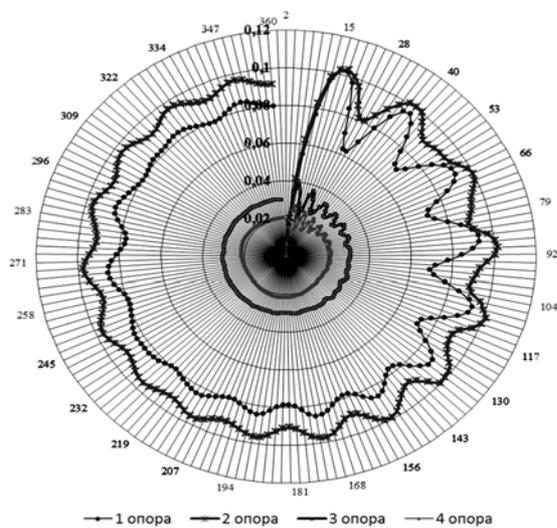
Выводы

1. Представленная методика динамического анализа судового валопровода при анизотропии смазочного материала, обусловленная наличием воды в смазочном масле, позволяет дополнить существующие методы анализа и расчетные алгоритмы динамики роторных систем уравнениями диффузии и массопереноса в гидравлическом тракте РГП с индивидуальной системой смазки.



Спецификационные условия работы валопровода

Обводнение смазки: опоры 1, 2 – $k = 30 \%$, опоры 3, 4 – $k = 15 \%$



Обводнение смазки: опоры 1, 2 – $k = 5 \%$, опоры 3, 4 – $k = 50 \%$

Рисунок 2 – Круговые диаграммы виброперемещений осей цапф по траекториям подвижного равновесия в опорах судового валопровода на номинальной частоте вращения, мм

2. Дальнейшее развитие методов анализа динамики судовых валопроводов целесообразно вести в направлении как усложнения КЭ-модели системы «валопровод – подшипники – набор корпуса судна» в целях максимального приближения её к реальным условиям, так и расчетных алгоритмов уравнений диффузии и массопереноса эмульгированного смазочного материала в гидравлическом тракте трибузла.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольдин А. С. Динамика роторных машин / А. С. Гольдин. – М. : Машиностроение, 1999. – 344 с.
2. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения : монография / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М. : Машиностроение, 2006. – 444 с.
3. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis / D. Childs. – New York : Wiley-Interscience, 1993. – 496 p.
4. Yamamoto T. Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications / T. Yamamoto, Y. Ishida. – New York : Wiley-Interscience, 2001. – 326 p.

5. Gasch R. Rotordynamik / R. Gasch, R. Nordmann, H. Pflutzner. – Berlin : Springer, 2005. – 699 s.
6. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин : монография / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко. – Николаев : Нац. ун-т кораблестроения им. адм. Макарова, 2007. – 140 с.
7. Сторожев В. П. Причини та закономірності поступових відмов основних триботехнічних об'єктів енергетичної системи судна і підвищення їх ресурсу : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / В. П. Сторожев. – Хмельницький, 2002. – 39 с.
8. Родин П. Т. Регулирование колебаний валопроводов судовых дизельных установок: автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук: спец. 05.08.05 «Судовые энергетические установки» / П. Т. Родин. – Одесса, 1993. – 34 с.
9. Гаращенко П. А. Повышение работоспособности судовых валопроводов методами оптимизации и стабилизации параметров центровки: автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук: спец. 05.08.05 «Судовые энергетические установки» / П. А. Гаращенко. – Астрахань, 2000. – 37 с.
10. Кирюхін О. Л. Удосконалення функціональних властивостей систем утримання та стабілізації валопроводів суднових турбінних установок: автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. Л. Кирюхін. – Одеса, 2011. – 38 с.
11. Лубенко В. Н. Монтаж судовых валопроводов / В. Н. Лубенко, Ю. А. Вязовой. – СПб. : Судостроение, 2007. – 400 с.
12. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran / С. П. Рычков. – М. : ДМК Пресс, 2013. – 784 с.
13. Майоров С. В. Параметрические колебания роторов на радиальных подшипниках жидкостного трения : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 01.02.06 / С. В. Майоров. – Орел, 2009. – 20 с.
14. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т. 1-3. В 2 кн. Кн. 2 : [Машиностроение : энциклопедия] / под ред. К. С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1995. – 624 с.
15. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П. А. Истомин. – Л. : Судостроение, 1968. – 303 с.
16. Румб В. К. Основы проектирования и расчета судового валопровода : учеб. пособие / В. К. Румб. – СПб. : Из-во МТУ, 2000. – 106 с.
17. Підвищення ефективності використання опорних підшипників корабельних валопроводів: звіт про НДР (заклучн.) / [А. Л. Кирюхін, В. В. Сапіга, Ю. М. Воробйов та інш.] / СВМІ ім. П. С. Нахімова. – ТО-202-С-761. – Севастополь, 2006. – 231 с.
18. Сапіга В. В. Совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов / В. В. Сапіга, А. Л. Кирюхін, П. В. Черпита // Сб. научн. тр. – К. : КГАВТ, 2014. – Вып. 1 (19). – С. 52–61.
19. Сапіга В. В. Диффузия и массоперенос в системах индивидуальной смазки подшипников корабельных валопроводов на обводненном масле (часть 1) / В. В. Сапіга, А. Л. Кирюхін, Г. Ф. Романовский, М. С. Агеев // Сб. научн. тр. АВМС им. П. С. Нахимова. – Севастополь, 2011. – Вып. 3 (7). – С. 148–157.
20. Сапіга В. В. Диффузия и массоперенос в системах индивидуальной смазки подшипников корабельных валопроводов на обводненном масле (часть 2) / В. В. Сапіга, А. Л. Кирюхін, В. В. Ажимов // Сб. научн. тр. АВМС им. П. С. Нахимова. – Севастополь, 2012. – Вып. 2 (10). – С. 171–178.
21. Сапіга В. В. Эволюция структур обводненного смазочного материала в клиновидном зазоре радиального подшипника скольжения с индивидуальной системой смазки / В. В. Сапіга // Сб. научн. тр. – Киев : КГАВТ, 2012. – Вып. 1 (13). – С. 97–103.

22. Дьячков А. К. Развитие гидродинамической теории смазки применительно к задачам современного машиностроения / А. К. Дьячков // Трение и износ. – 1981. – Т. 11, № 2. – С. 197–211.

23. Кирюхин А. Л. Экспериментальный стенд для исследования устойчивости жидкостного режима трения в подшипниках / А. Л. Кирюхин, В. В. Сапига, М. В. Слободянюк // Сб. научн. тр. СВМИ. – Севастополь, 2007. – Вып. 1(11). – С. 198–204.

24. Романовский Г. Ф. Термогидродинамический расчёт радиальных подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г. Ф. Романовский, А. Л. Кирюхин, Ю. М. Воробьев // Проблемы трибологии (Problems of tribology). – 2009. – № 3 (53). – С. 62–71.

REFERENCES

1. Goldin A. S. *Dinamika rotornykh mashin*. Moscow : Mashinostroenie Publ., 1999. – 344 p. (in Russian).

2. Savin L. A., Solomin O. V. *Modelirovanie rotornykh sistem s podshipnikami zhidkostnogo treniia* [Modeling of rotary systems with fluid bearings]. Moscow : Mashinostroenie Publ., 2006. – 444 p. (in Russian).

3. Childs D. *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis*. New York : Wiley-Interscience, 1993. – 496 p.

4. Yamamoto T., Ishida Y. *Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications*. New York : Wiley-Interscience, 2001. – 326 p.

5. Gasch R., Nordmann R., Pflutzner H. *Rotordynamik*. Berlin : Springer, 2005. – 699 p.

6. Romanovskii G. F., Khlopenko N. Ia. *Dinamika upornykh podshipnikov skolzheniia sudovykh turbomashin*. Publishing house of the National University of Shipbuilding (NUS), Mykolayiv, 2007. – 140 p. (in Russian).

7. Storozhev V. P. *Prychyny ta zakonomirnosti postupovykh vidmov osnovnykh trybo-tekhnichnykh ob'ektiv enerhetychnoi systemy sudna i pidvyshchennia yikh resursu*. Extended abstract of Doctor of Technical Sciences (Mashynoznavstvo). Khmelnytskyi natsionalnyi universytet, Khmelnytskyi, 2002. – 39 p. (in Ukrainian).

8. Rodin P. T. *Regulirovanie kolebaniy valoprovodov sudovykh dizelnykh ustanovok*. Extended abstract of Doctor of Technical Sciences (Ship power plants). Odessa Maritime Academy, Odessa, 1993. – 34 p. (in Russian).

9. Garashchenko P. A. *Povyshenie rabotosposobnosti sudovykh valoprovodov metodami optimizatsii i stabilizatsii parametrov tcentrovki*. Extended abstract of Doctor of Technical Sciences (Ship power plants). Astrakhan State Technical University, Astrakhan, 2000. – 37 p. (in Russian).

10. Kiryuhin A. L. *The perfection of functional properties of the shafts' holding and stabilizing systems of the ship turbine plants*. Extended abstract of Doctor of Technical Sciences (Engines and power plants). Odessa National Maritime Academy, Odessa, 2011. – 38 p. (in Ukrainian).

11. Lubenko V. N., Viazovoi Iu. *A Montazh sudovykh valoprovodov*. St. Petersburg. Sudostroenie Publ., 2007. – 400 p. (in Russian).

12. Rychkov S. P. *Modelirovanie konstruktsii v srede Femap with NX Nastran*. Moscow. DMK Press Publ., 2013. – 784 p. (in Russian).

13. Maiorov S. V. *Parametricheskie kolebaniia rotorov na radialnykh podshipnikakh zhidkostnogo treniia*. Extended abstract of PhD dissertation (Dynamics, strength of machines, instruments and equipment). Orel State Technical University, Orel, 2009. – 20 p. (in Russian).

14. Kolesnikov K. S. *Dinamika i prochnost mashin. Teoriia mekhanizmov i mashin*. Vol. 1-3. In 2 books. Book 2 : [Mechanical engineering: encyclopedia]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1995. – 624 p. (in Russian).

15. Istomin P. A. *Krutilnye kolebaniia v sudovykh DVS*. Leningrad. Sudostroenie Publ., 1968. – 303 p. (in Russian).
16. Rumb V. K. *Osnovy proektirovaniia i rascheta sudovogo valoprovoda*. St. Petersburg. Publishing house of the Maritime Technical University, 2000. – 106 p. (in Russian).
17. Kiryuhin A.L., Sapiha V.V., Vorobiov Iu.M. *Pidvyshchennia efektyvnosti vykorystannia opornykh pidshypnykiv korabelnykh valoprovodiv* [Scientific research work. Report]. The Sevastopol Naval Institute, Sevastopol, 2006. – 231 p. (in Ukrainian).
18. Sapiga V.V., Kiryuhin A.L., Cherpita P.V. *Improvement of methods for analyzing the dynamics of ship shaft lines*. *Bulletin of Kyiv State Maritime Academy*, Kiev, 2014, no. 1(19), pp. 52-61. (in Russian).
19. Sapiga V.V., Kiryuhin A.L., Romanovskii G.F., Ageev M.S. *Diffusion and mass transfer in systems of individual lubrication of bearings of ship shaft lines on water-saturated oil (Part 1)*. *Bulletin of Academy of the Navy*, Sevastopol, 2011, no. 3(7), pp. 148–157. (in Russian).
20. Sapiga V.V., Kiryuhin A.L., Azhimov V.V. *Diffusion and mass transfer in systems of individual lubrication of bearings of ship shaft lines on water-saturated oil (Part 2)*. *Bulletin of Academy of the Navy*, Sevastopol, 2012, no. 2(10), pp. 171–178. (in Russian).
21. Sapiga V.V. *Evolution of water-saturated oil structures in the wedge gap of a radial slide bearing with an individual lubrication system*. *Bulletin of Kyiv State Maritime Academy*, Kiev, 2012, no. 1(13), pp. 97-103. (in Russian).
22. Diachkov A. K. *Razvitie gidrodinamicheskoi teorii smazki primenitelno k zadacham sovremennogo mashinostroeniia*. *Friction and wear*, 1981, Vol. 11, no. 2, pp. 197–211. (in Russian).
23. Kiryuhin A.L., Sapiga V.V., Slobodianiuk N.V. *Experimental stand for the study of the stability of the liquid friction regime in bearings*. *Bulletin of the Sevastopol Naval Institute*, Sevastopol, 2007, no. 1(11), pp. 198-204. (in Russian).
24. Romanovskii G.F., Kiryuhin A.L., Vorobiov Iu.M. *Thermohydrodynamic calculation of radial bearings of slip ship propulsion complexes in non-specification operating conditions*. *Problems of tribology*, 2009, no. 3 (53), pp. 62–71. (in Russian).

Сапіга В. В., Єрмошкін М. Г., Ігнатенко О. А. МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ СУДНОВОГО ВАЛО-ПРОВОДУ ПРИ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАННЯХ Й ОБВОДНЮВАННІ МАСЛА В ОПОРНИХ ПІДШИПНИКАХ

Метою роботи є вдосконалення методів аналізу динаміки суднових валопроводів з гідродинамічними підшипниками. Методологія. Синтез методів динамічного аналізу роторних систем з підшипниками рідинного тертя, що враховують зміни пружно-демпфуючих властивостей несучого шару проводиться в два етапи. На першому етапі рішення завдання, динаміки суднового валопроводу полягало у визначенні неконсервативних сил в несучому шарі, що є відгуком на зовнішні змінні гармонічні навантаження. На другому етапі вирішувалося завдання, динаміки суднового валопроводу, в умовах анізотропії несучого шару, викликаного процесами дифузії та масоперенесенням у гідравлічному тракті підшипника. Результати. Проведено моделювання поведень роторної системи на основі створеної кінцево-елементної моделі суднового валопроводу морського траулера. Отримано кругові діаграми вібропереміщень осей цапф по траєкторіям рухомої рівноваги в опорах суднового валопроводу при різній ступеня обводнення мастила. Новизна. Отримала подальший розвиток методика проведення динамічного аналізу роторних систем, що враховує процеси дифузії і масоперенесення обведеного масла в гідравлічному тракті радіального гідродинамічного підшипника. Практичне значення. Отримані параметри вібропереміщень осей цапф по траєкторіям рухомої рівноваги в опорах суднового валопроводу дозволяють доповнити існуючі системи моніторингу технічного стану, а також дає можливість створення алгоритмів дії оператора в екстремальних умовах експлуатації.

Ключові слова: судновий валопровід, радіальний гідродинамічний підшипник, вібрація, моделювання.

Sapiha V. V., Ermoshkin N. G., Ignatenko A. A. MODELING BEHAVIOR OF SHIP SHAFTING AT TRANSVERSE VIBRATIONS AND IN FLOODING THE LUBRICANT SUPPORT BEARINGS

Purpose. The aim of the work is to improve the methods of analyzing the dynamics of ship shaft-wires with hydrodynamic bearings. **Methodology.** Synthesis methods for dynamic analysis of rotor systems with liquid friction bearings that take into account the change in the elastic-damping properties of the carrier layer was carried out in two stages. At the first stage, solution of the problem of ship shafting dynamics, consisted in determining non-conservative forces in the carrier layer, which are a response to the external variable harmonic load. At the second stage, the problem was solved, the dynamics of the ship shafting, under conditions of anisotropy of the carrier layer caused by diffusion and mass transfer processes in the hydraulic bearing path. **Results.** Modeling of the behavior of the rotary system based on the created finite element model of the ship shafting of the sea trawler is carried out. Circular diagrams of vibro-displacement of axes of shafts along the trajectories of mobile balance in the supports of the ship shaft line are obtained for different degrees on water-saturated of lubricating oil. **Originality.** The technique of dynamic analysis of rotor systems, taking into account the processes of diffusion and mass transfer of the water-saturated oil in the hydraulic path of the radial hydrodynamic bearing, has been further developed. **Practical value.** The obtained parameters of the vibration displacement of the axles of the shafting along the trajectories of the mobile equilibrium in the supports of the ship shafting line allow the complement existing monitoring systems of the technical state and also gives the chance to develop algorithms of action of the operator in extreme conditions of operation.

Keywords: ship shafting, radial hydrodynamic bearing, vibration, modeling.

© Сапіга В. В., Ермошкін М. Г., Ігнатенко О. А.

Статтю прийнято
до редакції 2.06.17