

---

---

*Invariant transformation function of sequenced and discrete time series GPS traffic monitoring ship in the formal classification of symbolic attributes of current navigation states and events in a complex dynamic system of field data on the move with changes in modes of maneuvering was developed. Classification results obtained indicate a high efficiency of the proposed detector functions.*

**Keywords:** navigation, control, dynamics of movement, safety, conditions, events, symbolic transformation.

УДК 629.5.035.8

**Сапига В.В., Кирюхин А.Л., Чернута П.В.**

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ**

*Получили дальнейшее развитие методы динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения. Разработана конечно-элементная модель валопровода морского траулера, выявлено влияние дисбаланса валов и аномалий реологии смазочного материала радиальных гидродинамических подшипников на виброустойчивость судового валопровода.*

**Ключевые слова:** *судовой валопровод, вибрация, подшипник скольжения, моделирование.*

На современном этапе развития судовой энергетики, характеризуемом увеличением ресурса и повышением требований по безотказности энергетических установок в условиях постоянного роста удельных мощностей главных двигателей, прагматически значимым становится совершенствование функциональных свойств роторных систем, обеспечивающих передачу крутящего момента от двигателей к движителям. Долговечность и безотказность судовых валопроводов, в первую очередь, зависят от режима работы трибосопряжения в опорах. Под воздействием конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов в подшипниках активизируются трибомеханические и реологические процессы, которые способствуют рассеиванию подведенной механической энергии как по деструктурирующим механизмам, вызывающим повышенную вибрацию ротора и износ опорных узлов, так и по защитным – в реализации которых заложены резервы поддержания энергоэффективности и ресурсоемкости судовых валопроводов.

Основными факторами, влияющими на характер и интенсивность колебаний судовых валопроводов, являются статические, динамические и циклические внешние нагрузки, потоки тепла и вещества, физико-химические процессы в подшипниках. Воздействия этих факторов вызывают рост силовых и тепловых напряжений, деформацию элементов роторной системы, структурные и фазовые превращения в смазочном слое гидродинамических подшипников и другие процессы. Поэтому исследование динамики судовых валопроводов следует осуществлять как в механико-математическом аспекте анализа общих закономерностей подвижного равновесия роторной системы, так и в аспекте термодинамического анализа процессов энергопреобразования в опорах.

Надежность теоретического анализа колебательного движения судового валопровода определяется уровнем физического соответствия математических моделей их реальным

---

---

условиям функционирования в составе пропульсивного комплекса. Традиционной практикой динамического анализа устойчивости подвижного равновесия валов является моделирование на основе уравнений Лагранжа, основных теорем динамики и канонических уравнений Гамильтона [1–4], однако их применение в нелинейном программировании требует значительных усилий при построении моделей подвижных систем с потоками энергии различных видов. 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 [5–7]. 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 [3, 4, 8]. Устойчивость и колебания валов рассмотрено с учетом влияния внутреннего трения в материале ротора, различия в главных моментах инерции сечения, податливости опор и других факторов, определяющих виброустойчивость роторной системы. 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 Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова 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 [9]. Но 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. 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 исследования:** совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов с гидродинамическими подшипниками на основе конечно-элементной (КЭ) модели объекта исследования.

Наиболее информативным является изучение динамики судового валопровода на основе анализа траекторий движения центров цапф, по форме и размерам которых можно судить о динамических процессах с учётом нелинейности реакций опор. На рис. 1 представлена расчётная схема судового валопровода траулера типа «Антарктида» для

анализа пространственного смещения и движения вала относительно центра подвижного равновесия.

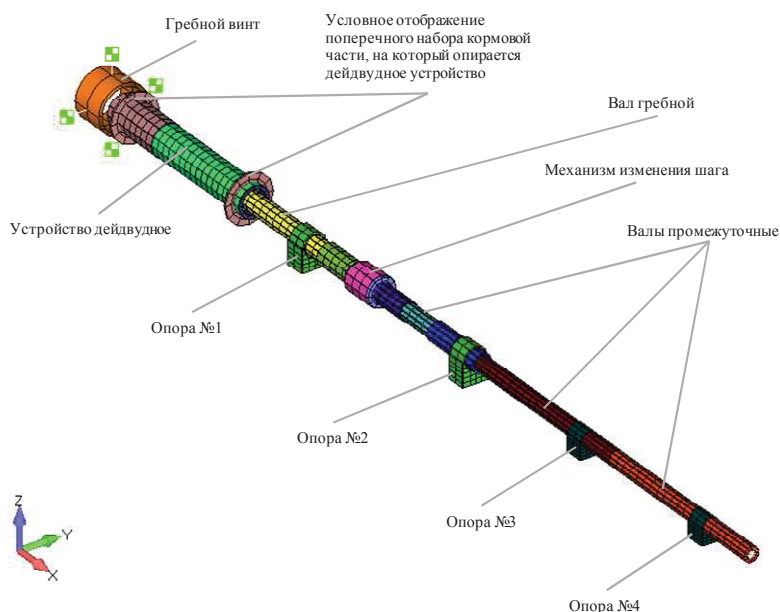


Рис. 1. Расчетная КЭ модель судового валопровода траулера типа «Антарктида»

При создании КЭ модели судового валопровода консоли и пролеты балок разбиваются на отдельные элементы (ступени) конечных размеров с постоянными по их длине значениями распределенных нагрузок  $q$  и жесткостей  $EI$ . Предполагается, что нагрузки в форме сосредоточенных сил  $F$  и изгибающих моментов  $M_{(i-1)}$  действуют (если они не равны нулю) на левом конце элемента (рис. 2), а между собой все элементы состыковываются исходя из условия обеспечения силового равновесия (перерезывающих сил и изгибающих моментов) и равенства деформаций (углов поворота и смещений) сопрягаемых сторон.

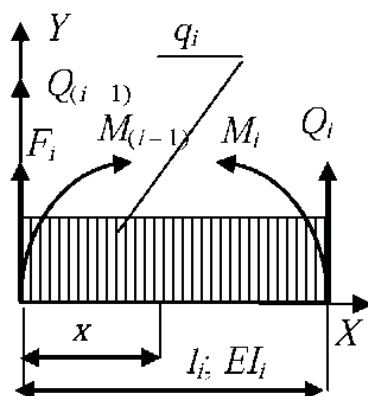


Рис. 2. Элемент балки и его нагрузки

Используя подход, изложенный в работе [8], уравнение движения элементов  $n$ - массовой модели судового валопровода представим в матричном виде

$$[M]\{\ddot{\phi}\} + [B]\{\dot{\phi}\} + [C]\{\phi\} = \{Q(t)\}, \quad (1)$$

где  $\{Q(t)\}$  – матрица-столбец обобщенных возмущающих моментов;

$[M]$  – матрица моментов инерции;

$[B]$  – матрица коэффициентов демпфирования;

$[C]$  – матрица жесткостей элементов судового валопровода;  
 $\{\ddot{\varphi}\}$ ,  $\{\dot{\varphi}\}$ ,  $\{\varphi\}$  – матрицы-столбцы узловых ускорений, скоростей и перемещений

$$\{\ddot{\varphi}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \dots \\ \ddot{\varphi}_n \end{Bmatrix}, \quad \{\dot{\varphi}\} = \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dots \\ \dot{\varphi}_n \end{Bmatrix}, \quad \{\varphi\} = \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \dots \\ \varphi_n \end{Bmatrix}.$$

Математически уравнение (1) представляет собой систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка, а её решение может быть получено с помощью стандартных процедур анализа дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Однако эти процедуры становятся неэффективными при больших порядках матриц. Методы, используемые для решения уравнения (1), делятся на две группы: прямого интегрирования и разложения по собственным формам [10].

При прямом интегрировании уравнения (1) используется численная пошаговая процедура. Прямое интегрирование основано на двух подходах. Во-первых, удовлетворение условий равновесия для выражения (1) требуется не в любой момент времени  $t$ , а только на отдельных коротких отрезках времени  $\Delta t$ . Это означает, что равновесие с учетом сил инерции рассматривается в дискретных точках временного интервала. Следовательно, становится возможным эффективное использование в методах прямого интегрирования всего вычислительного аппарата статистического анализа. Во-вторых, учитывается изменение перемещений, скоростей и ускорений внутри каждого временного интервала  $\Delta t$ . Именно способ учета этих изменений определяет точность, устойчивость и экономичность процедуры решения.

Использование прямого интегрирования эффективно, если требуется найти реакцию системы на сравнительно кратковременное воздействие (т.е. за несколько временных шагов). Однако при большом количестве шагов может оказаться более эффективным первоначальное преобразование уравнений равновесия (1) к виду, при котором пошаговое решение потребует наименьших затрат. При разложении перемещений по собственным формам колебаний уравнение равновесия (1) приводится к  $n$  отдельным уравнениям вида [11]

$$\ddot{x}_i(t) + 2n\dot{x}_i(t) + \omega_i^2 x_i(t) = q_i(t), \quad (2)$$

где  $q_i(t) = \varphi_i^T Q(t)$ ;

$i = 1, 2, \dots, n$ ;

$\varphi_i$  – вектор  $i$ -й собственной формы колебаний;

$2n$  – коэффициент затухания;

$\omega_i$  –  $i$ -ая частота колебаний.

Решение каждого уравнения (2) можно получить с помощью интеграла Дюамеля [10]:

$$x_i(t) = \frac{1}{\omega_i} \int_0^t q_i(\tau) \sin \omega_i(t - \tau) d\tau.$$

Интеграл Дюамеля в общем случае вычисляется численно. Для получения полной реакции системы необходимо найти решения всех  $n$  уравнений (2). Перемещение узловых точек получаются суперпозицией реакцией системы по всем формам

$$\delta(t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i x_i(t). \quad (3)$$

В этом случае для получения реакции системы методом разложения по собственным формам необходимо в первую очередь рассчитать собственные значения и собственные векторы системы (1), затем решить уравнения равновесия (2) и, наконец, сложить реакции по каждой собственной форме в соответствии с (3). Такой алгоритм представляет сложную и трудоемкую вычислительную процедуру.

Исходя из выше сказанного в качестве метода решения уравнения (1) воспользуемся одним из методов прямого интегрирования – методом Ньюмарка, реализованном в программном продукте NX Nastran и обладающем лучшими характеристиками точности и устойчивости [12].

В качестве типового алгоритма расчета колебаний судового валопровода воспользуемся последовательностью принятой в работах [11, 13, 14].

1. Действительная схема судового валопровода РКТС «Антарктида» заменяется эквивалентной дискретной системой, выполненной в виде КЭ-модели (рис. 1) и позволяющей проводить численный расчет с учетом характеристик материалов и условий эксплуатации, присущих реальному образцу.

2. Производится расчет свободных колебаний, определяются динамические свойства рассматриваемого судового валопровода и выявляются резонансные частоты – на рис. 3 возникновение резонанса КЭ модели судового валопровода иллюстрировано повышенными виброперемещениями промежуточного вала между 1 и 2 опорами. Полученные на этом этапе результаты используются при расчете вынужденных колебаний многопролетной конструкции.



**Рис. 3. Форма изгибных колебаний в глобальной вертикальной плоскости  
33,7 Гц (одна из резонансных частот)**

3. Определяются возмущающие моменты сил, действующих на элементы конструкции.

При определении величины упорного давления на гребном винте учитывалось, что точка его приложения относительно оси вращения валопровода имеет смещение и наклон (рис. 4, а), а сама величина силы  $T$  и её наклон к диску вращения винта изменяются в зависимости от неравномерности потока, набегающего на лопасти винта и зависящего от осадки судна, оборотов линии вала и гидрометеоусловий в районе плавания судна. При этом проекция силы упора  $T_x$  на ось  $X$ , проходящую через ось гребного винта и упорного подшипника, вызывает сжимающие усилия в судовом валопроводе. В результате деформации валопровода возникают изгибные напряжения, приводящие к появлению дополнительных реакций на опорных узлах. Вследствие действия гидродинамической нагрузки на винт к статической величине упора  $T$  добавляется знакопеременная динамическая составляющая упора –  $\pm \Delta T$ , приводящая к возникновению дополнительных реакций на опорах (рис. 4, б) [15].

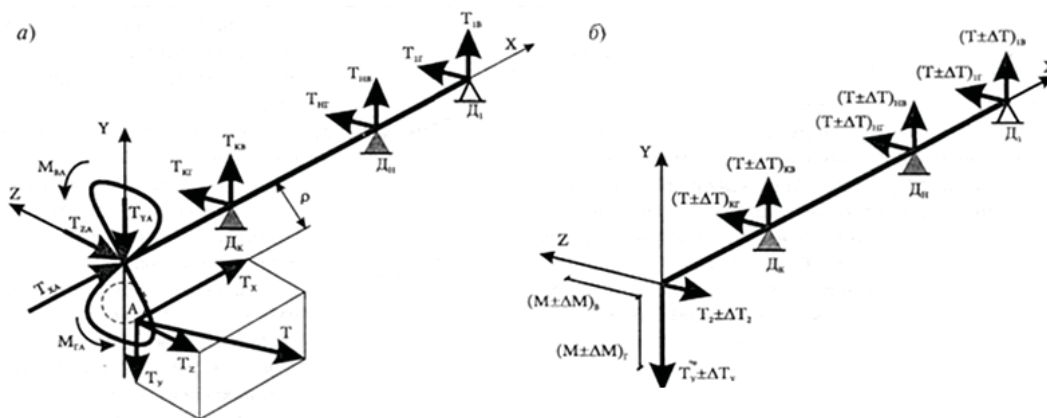


Рис. 4. Усилия в валопроводе от гидродинамической нагрузки и от действия винта:

*a* – усилия; *б* – дополнительные нагружения

В реализованном алгоритме задача разбивается на два этапа: расчет силы упорного давления на гребном винте  $T$  проводился с использованием методики, разработанной компанией MAN Diesel&Turbo [16], а знакопеременная динамическая составляющая упора ( $\pm \Delta T$ ) определялась на основе исследований, результаты которых отображены в статье [17].

Появившиеся недавно исследования [18, 19], указывают на необходимость учета поперечных нагрузок, возникающих в судовом валопроводе. Задание поперечной нагрузки осуществлялось с использованием результатов экспериментальных исследований из работы [20].

Схема судовой энергетической установки РКТС «Антарктида» включает в себя дизельный двигатель, связанный с судовым валопроводом посредством редуктора. Поэтому задача моделирования возмущающих усилий со стороны двигателя сводится к задаче определения усилий на выходном фланце главного агрегата. В качестве исходных данных взяты значения допустимых уровней виброактивности из нормативного документа Классификационного общества – «Lloyd's Register» [21].

4. Механизмы взаимодействия сил вязкого трения и инерции смазочного материала гидродинамических подшипников, которые уравнивают квазистационарные и гармонические нагрузки на вал путём перераспределения кинематических, тепловых и реологических параметров смазочного слоя, формализуются в виде математической модели, основанной на решении системы уравнений сохранения количества движения, массы и энергии для характерных участков гидравлического тракта [22], адаптированной к условиям индивидуального смазывания. Реакции смазочного слоя подшипников задаются в виде коэффициентов жесткости и демпфирования опорных узлов.

5. Выполняется расчет вынужденных нерезонансных колебаний.

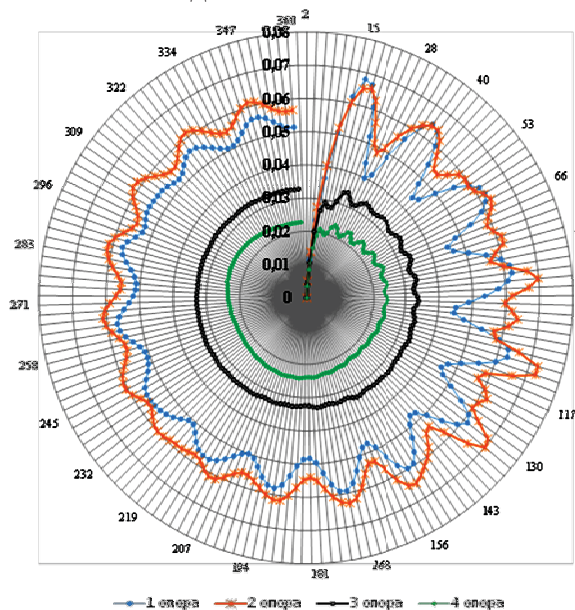
Как видно из представленного алгоритма, первые четыре пункта расчета по существу представляют собой подготовительную часть полного расчета, на основании которого определяются амплитуды колебаний и напряжения на характерных участках судового валопровода. В то же время, в предлагаемом алгоритме не предусмотрен расчёт резонансных амплитуд и напряжений (по результатам расчета свободных колебаний – первая околорезонансная частота составляет 30 Гц), а также не выявлялись границы запретных зон, что не идет в разрез с положениями нормативных методик [13, 14].

6. Анализируются и обобщаются данные динамического анализа валопровода.

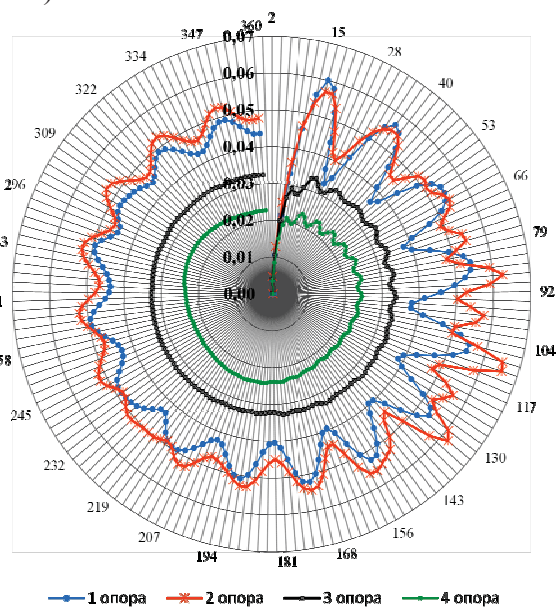
Прокомментируем некоторые результаты динамического анализа многоопорного валопровода РКТС «Антарктида», основанного на аналитическом представлении основных действующих факторов.

Дисбаланс вследствие нарушения центровки и деформаций валов, обусловленных особенностями эксплуатации судового валопровода, приводит к циклическим возмущениям

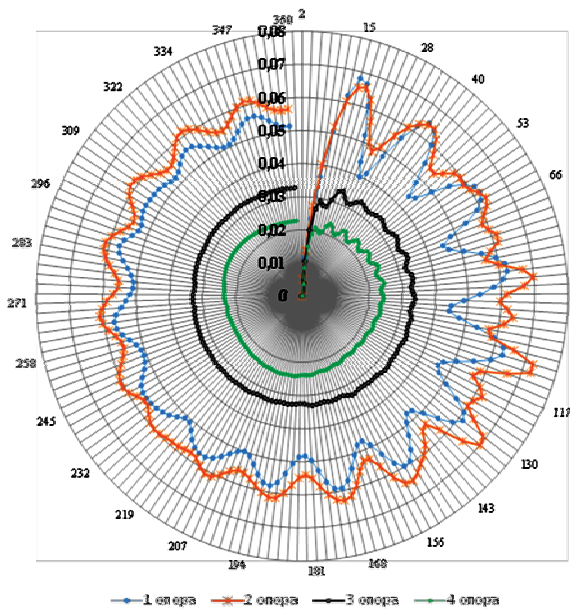
во всей роторной системе и компенсируется дополнительными реакциями смазочного слоя подшипников. При этом наблюдается изменение параметров траекторий подвижного равновесия осей валов в пространстве зазоров как примыкающих к участкам приложения динамических нагрузок опорных узлов, так и смежных с ними, которые в исходном состоянии были динамически более стабильны (рис. 5).



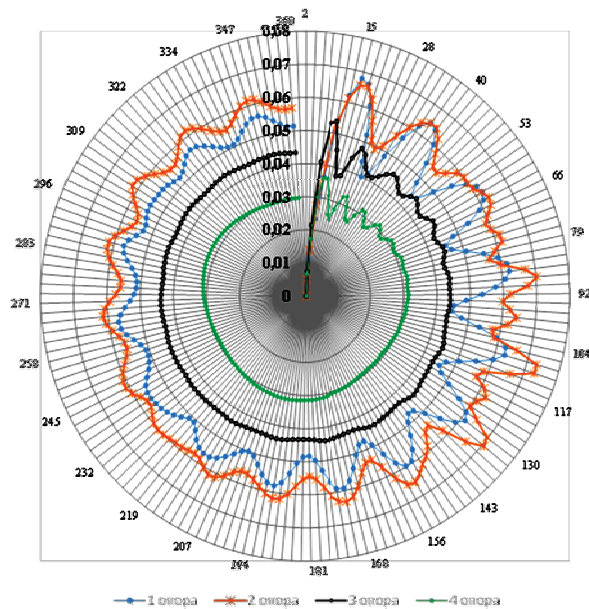
Спецификационные условия работы валопровода



Обводнение смазки 1 и 2 опор–  $k = 15\%$



Дисбаланс: гребной вал –  $\Delta = 0,405$  кг/м,  
2 промежуточный вал –  $\Delta = 0,375$  кг/м



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

Рис. 5. Круговые диаграммы виброперемещений осей цапф по траекториям подвижного равновесия в опорах судового валопровода на номинальной частоте вращения, мм

---

---

Гидромеханическая часть роторной системы, которая включает в себя опорные и упорные подшипники, гидравлические муфты и демпферы, системы их питания, играет противоречивую роль в динамике судового валопровода. С одной стороны, обладая демпфирующими свойствами, они могут гасить вибрацию ротора; однако, с другой стороны, при определенных условиях рабочие тела гидромеханических трибосистем могут сами стать источниками самовозбуждающихся колебаний валов высокой амплитуды, которые способны привести к потере работоспособности судового валопровода. Поэтому при имитационном моделировании отдельное внимание необходимо уделять изучению влияния специфических явлений в смазочном слое, связанных с дестабилизацией сдвигового потока в условиях неспецификационного нагружения опорного узла, изменением исходной реологии и режима течения смазочного материала, непостоянством расходных характеристик системы питания подшипников рабочей жидкостью. Так, результаты анализа устойчивости судового валопровода при поступлении воды в индивидуальную систему смазки радиальных гидродинамических подшипников свидетельствуют об увеличении жесткости смазочного слоя при одновременном уменьшении его толщины. Хотя обводнение масла в пределах  $k \leq 15\%$  даже в двух последовательно установленных опорах практически не изменяет характера пространственного движения судового валопровода, дальнейшее нарастание водосодержания в смазочном слое приводит к более резкому отклику системы на возмущение (рис. 5). При этом демпфирующие свойства подшипников скольжения ухудшаются вследствие деструктирующего действия дисперсной фазы на структурную упорядоченность потока минерального масла в клиновидном зазоре. Вышеуказанное подтверждает актуальность дальнейших исследований влияния аномалий 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 [9, 22, 23], показал, что суммарная погрешность от упрощений при постановке задачи, выбора исходных зависимостей и методов расчёта не превышает 6 – 9%.

#### **Выводы:**

1. Увеличение ресурса и обеспечение безотказности судовых валопроводов за счёт дальнейшего повышения надежности и резервирования элементов роторных систем требует чрезмерных материальных затрат и ведёт к неэффективным конструктивным решениям, а реализация новых принципов удержания осей валов ограничивается спецификой функционирования энергоёмких установок морских транспортных средств. В этих условиях разработка мероприятий по обеспечению виброустойчивости судовых валопроводов становится одной из приоритетных задач при формировании комплексного подхода к повышению эксплуатационной надежности в судоходстве.

2. Полученная система уравнений динамики ротора, дополненная законами сохранения количества движения, массы и энергии для характерных участков гидравлического тракта опорных узлов служит средством параметризации процессов удержания и стабилизации судовых валопроводов, а результаты имитационных экспериментов на разработанной конечно-элементной модели объекта исследования отвечают заданным критериям качества достигаемых целей.

3. Дальнейшее развитие методов анализа динамики судовых валопроводов целесообразно вести в направлении усложнения КЭ модели системы «валопровод – подшипники – набор корпуса судна» в целях максимального приближения её к реальным условиям.



---

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis / D. Childs.– New York: Wiley-Interscience, 1993. – 496 p.
2. Гольдин А.С. Динамика роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 1999.–344 с.
3. Gasch R.. Rotordynamik / R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfutzner. – Berlin: Springer, 2005. – 699 s.
4. Савин Л.А. Моделирование роторных систем с подшипниками скольжения / Л.А. Савин, О.В. Соломин. – М.: Машиностроение, 2006. – 444 с.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. Лашко В.А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: [уч. пособие] / В.А. Лашко, М.В. Лейбович.– Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003.– 211 с.
9. Кирюхин А.Л. Совершенствование функциональных свойств систем удержания и стабилизации валопроводов судовых турбинных установок: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Кирюхин Александр Львович.– Севастополь, 2011. – 362 с.
10. Павлоградский В.В. Математическая модель динамического поведения конструкций на основе низкоимпульсных материалов / В.В. Павлоградский, Р.В. Бульбович // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника.– Пермь, 2010.– Вып. 30.– С. 87–96.
11. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС: [уч. пособие] / П.А. Истомин.– Л.: Судостроение, 1968.– 303 с.
12. Рычков С.П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran / С.П. Рычков.– М.: ДМК Пресс, 2013.– 784 с.
13. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода судовых установок. В 3 т. Т.1 Элементы системы и возмущающие моменты / В.П. Терских.– Л.: Судостроение, 1969.– 205 с.
14. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов.– СПб.: Наука, 2007.– 276 с.
15. Лубенко В.Н. Монтаж судовых валопроводов / В.Н. Лубенко, Ю.А. Вязовой. – СПб.: Судостроение, 2007.–400 с.
16. Basic Principles of Ship Propulsion [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые данные тематич. (2673667 bytes ). – Denmark: MAN Diesel & Turbo, 2012. – Режим доступа: [http://www.mandieselturbo.com/files/news/files/17236/5510\\_004\\_02%20low%5B1%5D.pdf](http://www.mandieselturbo.com/files/news/files/17236/5510_004_02%20low%5B1%5D.pdf). PDF Saturday, 12 October 2013 14:07:02.
17. Бражко А.С. Решение задач о работе гребного винта в косом набегающем потоке с помощью программного комплекса FLOW VISION / А.С. Бражко, Ю.М. Король // 36. наук. пр. НУК [сер.: Кораблестроение]. – Николаев, 2012.– Вып. 2.– С. 30–34.
18. Миронов А.И. Поперечные колебания гребного вала при его одностороннем взаимодействии с дейдвудным подшипником / А.И. Миронов // Вестник АГТУ [сер.: Морская техника и технология].– Астрахань, 2012.– № 2.– С. 26–34.
19. Денисова Л.М. К исследованию поперечных колебаний валопроводов судов / Л.М. Денисова, А.И. Миронов, А.А. Халявкин // Вестник АГТУ [сер.: Судовые энергетические установки и машино-двигательные комплексы].– Астрахань, 2010.– № 1.– С. 95–99.
20. Pengfei Liu. Unsteady hydromechanics of a steering podded propeller unit / Pengfei Liu, Mohammed Islam, Brian Veitch// Ocean Engineering.– 2009.– Т.36, № 12-13 – С. 1003–1014.
21. Ship Vibration and Noise. Guidance Notes [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые данные тематич. (1214518 bytes). – London: Lloyd's Register, 2006. – Режим доступа: <http://www.lr.org/Search.aspx?q=Ship+Vibration+and+Noise&p=all>. PDF Saturday, 12 October 2013

15:17:02.

22. 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.
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.

**Сапига В.В., Кирюхин О.Л., Черпіта П.В.**

### **УДОСКОНАЛЮВАННЯ МЕТОДІВ АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ СУДНОВИХ ВАЛОПРОВОДІВ**

*Одержали подальший розвиток методи динамічного аналізу роторних систем з підшипниками рідинного тертя. Розроблена кінцево-елементна модель валопроводу морського траулера, виявлений вплив дисбалансу валів і аномалій реології мастильного матеріалу радіальних гідродинамічних підшипників на вібростійкість суднового валопроводу.*

**Ключові слова:** судновий валопровід, вібрація, підшипник ковзання, моделювання.

**Sapiga V., Kiryukhin A., Cherpita P.**

### **PERFECTION METHODS FOR ANALYZING THE DYNAMICS OF MARINE SHAFTING**

*Further developed methods for dynamic analysis of rotor systems with fluid friction bearings. Developed finite-element model shafting sea trawler, revealed the effect of the imbalance shafts and anomalies lubricant rheology radial hydrodynamic bearings the vibration ship shafting.*

**Keywords:** ship shafting, vibration, bearing, modeling.

УДК 621. 43

**Топчій С.І.**

### **СУЧАСНІ МЕХАНІЗМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВЗ**

*Описано газорозподільні механізми (ГРМ) сучасних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які дають змогу змінювати хід клапанів ГРМ та фази газорозподілу залежно від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна.*

**Ключові слова:** турбулентність, навантаження, дроселювання, паливна економічність, клапани ГРМ.

**Постановка проблеми.** Одним з шляхів покращення паливної економічності бензинових двигунів є інтенсифікація турбулентності заряду в циліндрі у фазі згорання. Добитися цього можна, відмовившись від регулювання потужності двигуна дросельною заслінкою, а її функції перекласти на впускний клапан газорозподільного механізму (ГРМ) [1].

При дроселюванні свіжого заряду впускним клапаном порушується впорядкований струменевий рух газу при потраплянні його в камеру згорання і з'являється турбулентність у циліндрі при всмоктуванні. Це забезпечує покращення сумішоутворення і згорання, і, як результат – покращення паливної економічності і екологічних показників ДВЗ.