

16+

ISSN: 2949-558X

ВЕСТНИК

Керченского Государственного
Морского Технологического Университета

СЕРИЯ

Морские Технологии

**Выпуск 3
2026**

Рецензируемое научное издание «Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии» зарегистрировано как средство массовой информации (СМИ) и издается в соответствии с Законом Российской Федерации от 27.12.1991 № 2124-I «О средствах массовой информации», Федеральным законом от 29.12.2012 № 273-ФЗ «Об образовании в Российской Федерации», уставом ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет». Учредитель научного сетевого издания «Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии» – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Керченский государственный морской технологический университет». Издание зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации Эл № ФС77-85910 от 04 сентября 2023 г.

Редакционный Совет журнала

Главный редактор:

Виноградов Владимир Николаевич – д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры судовождения и промышленного рыболовства

Заместитель главного редактора:

Ивановская Александра Витальевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок

Редакционная коллегия журнала

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы (технические науки)

Авдеев Б.А.
Горелов С.В.
Емельянов В.А.
Каторин Ю.Ф.
Нырков А.П.
Саушев А.В.
Сычев Ю.А.
Титов И.Л.

2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки)

Викулов С.В.
Ениватов В.В.
Жуков В.А.
Кирюхин А.Л.
Конюков В.Л.
Матвеев Ю.И.
Николаев Н.И.
Халявкин А.А.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография (технические науки)

Васьков А.С.
Виноградов В.Н.
Ермаков С.В.
Ивановский Н.В.
Пашков Д.П.
Субанов Э.Э.
Хекерт Е.В.

Уманец В.А. – ответственный секретарь

Бобарыкин О.В. – технический редактор, компьютерная верстка

Статьи в журнале издаются на русском и английском языках.

Позиция автора публикаций может не совпадать с точкой зрения редакционного совета и редакционной коллегии журнала.

Издается по решению НТС ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», протокол № 8 от 24.09.2026 г.

Адрес: 298309, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82

E-mail: mor.tech@vestnik-kgmtu.ru

Web: <https://mtjv.ru/>

Редакционная коллегия журнала

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы (технические науки)

1. Авдеев Борис Александрович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства
2. Горелов Сергей Валерьевич – действительный член РАЕН, доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет водного транспорта», заведующий кафедрой ЭСЭ
3. Емельянов Виталий Александрович – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Финансовый университет при Правительстве Российской Федерации», профессор кафедры бизнес-информатики
4. Каторин Юрий Федорович – доктор воен. наук, профессор ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», профессор кафедры комплексного обеспечения информационной безопасности
5. Нырков Анатолий Павлович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», профессор кафедры комплексного обеспечения информационной безопасности
6. Саушев Александр Васильевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова», заведующий кафедрой ЭПиЭОБУ
7. Сычев Юрий Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», профессор кафедры электроэнергетики и электромеханики
8. Титов Иван Леонидович – канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства

2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки)

1. Викулов Станислав Викторович – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет водного транспорта», заведующий кафедрой «Физики, химии и инженерной графики»
2. Ениватов Валерий Владимирович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», заведующий кафедрой кафедры судовых энергетических установок
3. Жуков Владимир Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», заведующий кафедрой судостроения и энергетических установок
4. Кирюхин Александр Львович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры Эксплуатации СЭУ ЧВВМУ имени П.С. Нахимова
5. Конюков Вячеслав Леонтьевич – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры судовых энергетических установок
6. Матвеев Юрий Иванович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта» г. Нижний Новгород, зав. кафедрой «Эксплуатация судовых энергетических установок»
7. Николаев Николай Иванович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова», профессор

кафедры эксплуатации судовых механических установок

8. Халявкин Алексей Александрович – канд. техн. наук, доцент, Каспийский институт морского и речного транспорта имени генерал-адмирала Ф.М. Апраксина - филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Волжский государственный университет водного транспорта», доцент кафедры судомеханических дисциплин

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография (технические науки)

1. Васьков Анатолий Семенович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова», профессор кафедры судовождения
2. Виноградов Владимир Николаевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский морской технологический университет», профессор кафедры судовождения и промышленного рыболовства
3. Ермаков Сергей Владимирович – канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет», директор Морского института
4. Ивановский Николай Владимирович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский морской технологический университет», декан морского факультета, заведующий кафедрой судовождения и промышленного рыболовства
5. Пашков Дмитрий Павлович – доктор техн. наук, профессор, филиал ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени Ф.Ф. Ушакова» в г. Севастополь, старший преподаватель кафедры судовождения
6. Субанов Эркин Эргешевич – канд. техн. наук, Начальник дипломного отдела, Службы капитана морского порта Новороссийск, ФГБУ «АМП Черного моря»
7. Хекерт Евгений Владимирович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова», проректор по учебной и научной работе

СОДЕРЖАНИЕ

Научная специальность 2.4.2. «Электротехнические комплексы и системы»

Авдеев Б.А., Панов М.А.

УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫМ ОБЪЕКТОМ С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОСЕТЕВЫХ РЕГУЛЯТОРОВ В СРЕДЕ MATLAB/SIMULINK

6

Научная специальность 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)

Горбенко А.Н.

УРАВНЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СУДОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА

16

Ивановская А.В.

ДИНАМИКА БУКСИРУЕМОГО ПОДВОДНОГО ОБЪЕКТА С УЧЁТОМ ПЕРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ «СУДНО – БУКСИРНАЯ ЛИНИЯ – ОБЪЕКТ»

25

Свиридов П.С., Богатырева Е.В.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ Т/Х «ГРУПЕР»

34

Смерднов М.В., Ениватов В.В., Овчаренко И.К.

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ ДИАГНОСТИКА СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК: ЗАРУБЕЖНЫЙ И ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ОПЫТ

44

Смолякова С.А., Халявкин А.А., Ениватов В.В., Ивановская А.В.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА ПО КОНТРОЛЮ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

58

Шаратов А.С., Ениватов В.В., Болдецкая А.М., Снигерев В.М.

РАСЧЁТНО-СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОРМОВОГО ПОДРУЛИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА И ПЕРА РУЛЯ

66

Научная специальность 2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Ганнесен В.В., Петрова Е.Е.

АНАЛИЗ АВАРИЙНОСТИ И ТРАВМАТИЗМА МОРЯКОВ НА СУДАХ ТОРГОВОГО ФЛОТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ В ПЕРИОДЕ 2015-2025 ГГ.

77

Ивановский А.Н.

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ И ПАРАМЕТРОВ СВЯЗИ НА ПРОСТРАНСТВЕННОЕ ПОЛОЖЕНИЕ ТРАЛА: ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ НА РЕДУЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ

87

Тищенко М.С.

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВАЕРАМИ И ГРАНИЦА ПРОВИСАНИЯ ВНУТРЕННЕГО ВАЕРА ПРИ МАНЁВРАХ СУДНА С ТРАЛОМ

96

Авдеев Б.А., Панов М.А.

УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫМ ОБЪЕКТОМ С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОСЕТЕВЫХ РЕГУЛЯТОРОВ В СРЕДЕ MATLAB/SIMULINK

Аннотация. В статье рассматривается задача повышения качества управления колебательным объектом второго порядка путём применения нейросетевых регуляторов. В качестве объекта исследования выступает система с передаточной функцией, имеющая комплексно-сопряжённые полюсы, что обуславливает выраженную колебательность переходных процессов. Проведён сравнительный анализ двух подходов к синтезу нейросетевых регуляторов: однослойного регулятора, обученного методом байесовской регуляризации на данных, собранных с эталонного ПИД-регулятора, и адаптивного регулятора на базе архитектуры Model Reference Controller. Имитационное моделирование выполнено в среде MATLAB/Simulink. Приведены осциллограммы работы и тонкости настройки нейросетевых регуляторов. Продемонстрировано как собрать данные для обучения нейросетевых регуляторов в среде MATLAB/Simulink. Показано, что однослойный нейросетевой регулятор, обученный на данных ПИД-регулятора, воспроизводит его ограничения, включая статическую ошибку и недостаточное быстродействие при отработке скоростных воздействий. Также большое количество входных данных затрудняет использование его в промышленности. Установлено, что применение архитектуры Model Reference Controller не обеспечивает требуемого демпфирования и приводит к возникновению незатухающих автоколебаний. Сформулированы рекомендации по дальнейшему развитию нейросетевых подходов к управлению колебательными объектами.

Ключевые слова: нейросетевой регулятор, ПИД-регулятор, система автоматического управления, имитационное моделирование, качество управления

Avdeev B.A., Panov M.A.

CONTROL OF AN OSCILLATORY OBJECT USING NEURAL NETWORK REGULATORS IN THE MATLAB/SIMULINK ENVIRONMENT

Abstract. The article considers the task of improving the quality of control of a second-order oscillatory object through the use of neural network regulators. The object of the study is a system with a transfer function having complex conjugate poles, which causes pronounced oscillation of transients. A comparative analysis of two approaches to the synthesis of neural network regulators is carried out: a single-layer regulator trained by Bayesian regularization on data collected from a reference PID controller, and an adaptive regulator based on the Model Reference Controller architecture. The simulation was performed in the MATLAB/Simulink environment. The oscillograms of the operation and the subtleties of configuring neural network regulators are given. A demonstration of how to collect data for training neural network regulators in the MATLAB/Simulink environment. It is shown that a single-layer neural network controller trained on the data of a PID controller reproduces its limitations, including static error and insufficient performance when testing high-speed effects. Also, the large amount of input data makes it difficult to use it in industry. It is established that the application of the Model Reference Controller architecture does not provide the required damping and leads to the occurrence of undamped self-oscillations. Recommendations for the further development of neural network approaches to the management of oscillatory objects are formulated.

Keywords: neural network controller, PID controller, automatic control system, simulation modeling, control quality

Введение. В современных системах автоматического управления (САУ) классические пропорционально-интегрально-дифференциальные (ПИД) регуляторы остаются наиболее

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

распространённым инструментом благодаря своей структурной простоте, вычислительной эффективности и многолетнему опыту успешного применения в промышленности. Более 90 % всех применимых регуляторов на предприятиях являются ПИД-регуляторами [1]. Однако при управлении объектами со сложной динамикой классические линейные регуляторы зачастую не способны обеспечить высокое качество переходных процессов [2]. Настройка ПИД-регулятора для объектов с высокой колебательностью является поиском компромисса между быстродействием и запасом устойчивости, что ограничивает использование ПИД-регуляторов.

Особую сложность для ПИД-регуляторов представляет отработка скоростных воздействий. В таких режимах классические линейные регуляторы демонстрируют существенные динамические ошибки и фазовое запаздывание. Указанные ограничения становятся критичными в задачах управления судовыми электростанциями, следящими приводами, робототехническими системами и другими объектами, где требуется высокоточное слежение за изменяющимся задающим воздействием в условиях ограниченного времени переходного процесса.

В последние десятилетия интенсивное развитие получили интеллектуальные методы управления, среди которых особое место занимают нейросетевые регуляторы [3]. Искусственные нейронные сети обладают способностью аппроксимировать произвольные нелинейные зависимости, адаптироваться к изменяющимся условиям функционирования и обучаться на экспериментальных данных без явного задания математической модели объекта [4]. Среди множества архитектур нейросетевых контроллеров особое внимание исследователей привлекает архитектура NARMA-L2 (Nonlinear Autoregressive Moving Average – Linearization), реализованная в пакете Neural Network Toolbox среды MATLAB и предназначенная для управления нелинейными динамическими объектами на основе линеаризации вход-выходной характеристики в окрестности текущей рабочей точки [5].

Целью работы является синтез нейросетевого регулятора для объекта в виде колебательного звена второго порядка, а также проведение сравнительного анализа качества управления (по быстродействию, перерегулированию и точности отработки динамических воздействий) между нейросетевым и классическим ПИД-регуляторами.

Материалы и методы исследования. Проблема повышения качества управления линейными и нелинейными объектами с помощью интеллектуальных алгоритмов широко освещена в научной литературе. Как отмечается в [1], настройка ПИД-регуляторов для колебательных звеньев требует поиска компромисса между быстродействием и запасом устойчивости, что часто приводит к наличию перерегулирования.

Применение нейронных сетей в контурах управления рассматривается в исследованиях [6, 7]. Авторы [8, 9] демонстрируют, что нейросетевые контроллеры обладают высокой адаптивностью и способны обеспечивать следование за сложными траекториями. Для идентификации и управления динамическими объектами чаще всего используются архитектуры NARX (Nonlinear Autoregressive with eXogenous inputs) и NARMA.

Методология обучения нейросетевых регуляторов на данных, предварительно собранных с помощью эталонного классического регулятора (в данном случае ПИД), описана в [10]. Такой подход позволяет передать нейросети базовые навыки управления и обеспечить устойчивость системы на этапе сбора данных для обучения. Несмотря на наличие множества исследований в этой области, вопросы оптимального выбора количества задержек (delayed inputs/outputs) для объектов заданного порядка и сравнение точности отработки скоростных сигналов ПИД и НС-регуляторами требуют дальнейшего практического обоснования, чему и посвящена данная статья.

Результаты исследования и их обсуждение. Пусть задана передаточная функция в виде:

$$W(s) = \frac{s+1}{s^2+s+1}. \quad (1)$$

Данная передаточная функция является колебательным звеном. Корни характеристического уравнения:

$$s_{1,2} = \frac{-1 \pm \sqrt{3}}{2}.$$

Переходной процесс с единичной обратной связью, полученный в Simulink, приведен на рисунке 1. Зеленым пунктиром показано задающее воздействие.

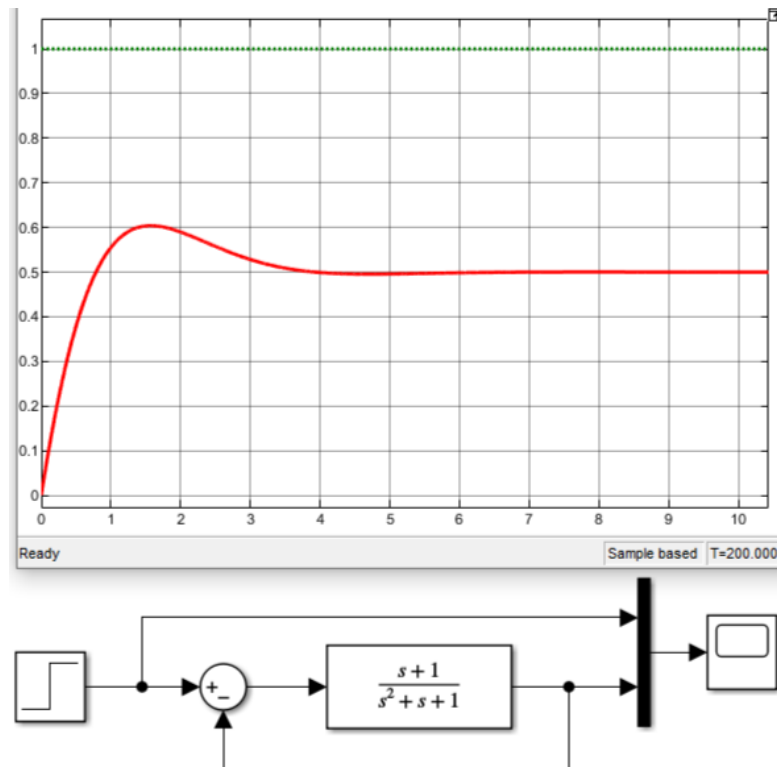


Рисунок 1 – Переходной процесс без регулятора

Перед тем как начать применять нейронную сеть, необходимо собрать данные для её обучения. Для этого добавим последовательно с ПФ ПИД-регулятор и с помощью Transfer Function Based (PID Tuner App) найдём оптимальные значения регулятора:

$$P= 2.086, I= 2.453, D=0.$$

Для получения массива данных вместо блока Step установим блок Random Number со следующими характеристиками:

Mean: 1

Variance: 0.2

Seed: 1

Sample Time: 3

Время между интервалами было подобрано таким образом, чтобы система смогла прийти к какому-то установившемуся значению. Время моделирования было увеличено до 200 с. Для того, чтобы данные снимались через равные промежутки времени необходимо настроить дискретное время в настройках моделирования (выбрать Fixed-step во вкладке Solver Selection). Здесь и в последующих моделях будет использован шаг времени, равный 0,001 с (Fixed-step size). Также необходимо сохранить в рабочую область данные, как показано на рисунке 2. Блок Zero-Order Hold необходим для того, чтобы данные с задатчика сигнала совпадали по количеству с другими данными. Всего мы получили 200 000 значений.

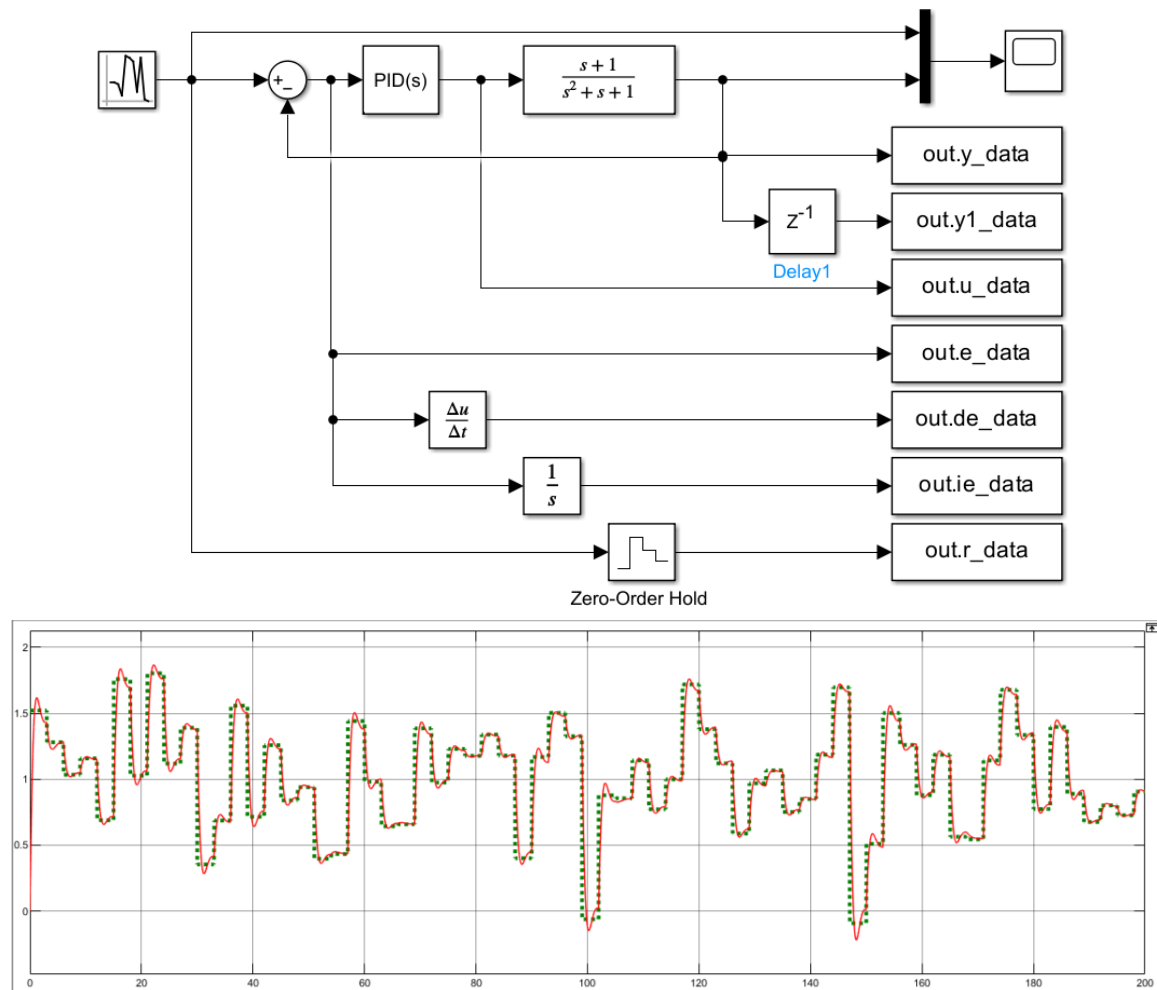


Рисунок 2 – Simulink-схема для сбора данных работы ПИД-регулятора и осциллограмма его работы

Для того, чтобы выделить необходимые данные для нейронной сети из блока To workspace, необходимо прописать небольшой скрипт:

```
r = out.r_data';
e = out.e_data';
de = out.de_data';
ie = out.ie_data';
u = out.u_data';
y = out.y_data';
y1 = out.y1_data';
```

В качестве входных сигналов можно выбрать различные данные. На рисунке 2 приведены следующие:

- сигнал задания r ;
- ошибка регулирования e ;
- производная ошибки регулирования de ;
- интеграл ошибки регулирования ie ;
- выход с регулятора u ;
- выходной сигнал y ;
- предыдущий выход $y1$.

Предыдущий выход нужен для того, чтобы НР мог прогнозировать поведение системы. Можно использовать различные сигналы для обучения нейронной сети. Объединить данные для обучения можно с помощью следующего скрипта:

```
inputs = [e(1:end-1);
```

```

de(1:end-1);
ie(1:end-1);
y(1:end-1);
y1(1:end-1)];

```

С помощью команды `nstart` была вызвана подпрограмма, где и было выбрано Neural Network Fitting. Обучение осуществлялось с помощью метода Bayesian regularization. Число нейронов было выбрано равным 10. После обучения полученная модель была экспортирована в Simulink (рисунок 3).

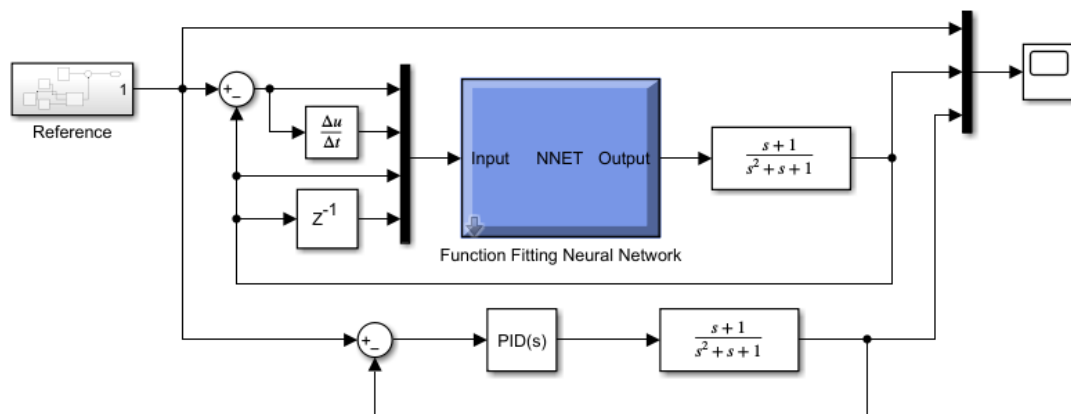


Рисунок 3 – Simulink модель однослойного НР

На рисунке 4 приведены осциллограммы работы НР и ПИД-регулятора. Работа ПИД-регулятора обозначена красной линией, однослойного НР – зеленой. Синим пунктиром обозначено задающее воздействие.

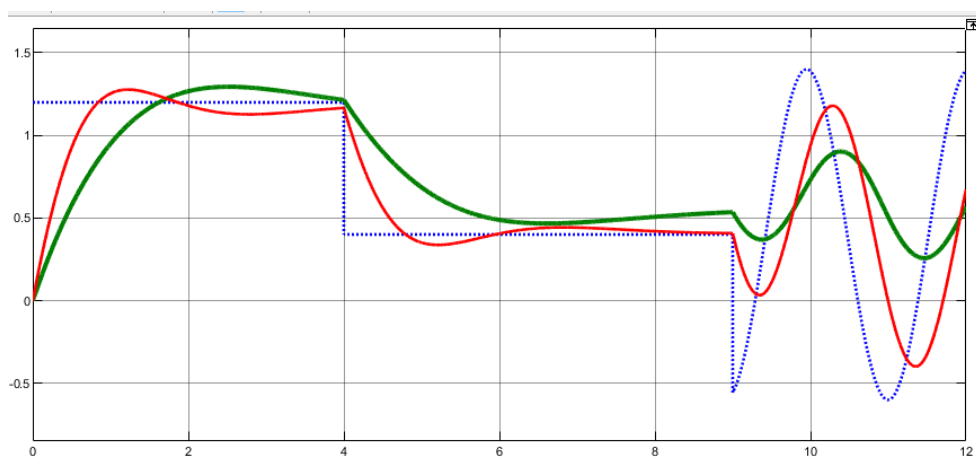


Рисунок 4 – Сравнение НР и ПИД регулятора

На первом участке оба регулятора демонстрируют примерно одинаковое слежение за задающим воздействием. В обоих случаях достигается амплитуда 1,25, что свидетельствует о корректной аппроксимации нейросетью эталонного ПИД-регулятора. ПИД регулятор работает более агрессивно, а НР – более плавно, однако показатели качества у них примерно одинаковы. Отличия проявляется в установившемся режиме при снижении задания до 0,5, где наблюдается ошибка регулирования в 10 % для НР. Скоростной сигнал НР отрабатывает значительно хуже традиционного ПИД-регулятора, т.е. имеет большую задержку и меньшую амплитуду. НР, обученный с использованием алгоритма Bayesian regularization, воспроизводит все недостатки ПИД-регулятора, включая статическую ошибку, что показывает сложность улучшения качества управления простым копированием поведения существующего регулятора. Другие варианты НР приведены на рисунке 5. В НР уже

использовалось 15 нейронов и 3 предыдущих состояния системы. Таким образом было применено 6 входных сигналов. Несмотря на это, НР обрабатывает сигнал хуже, чем регулятор.

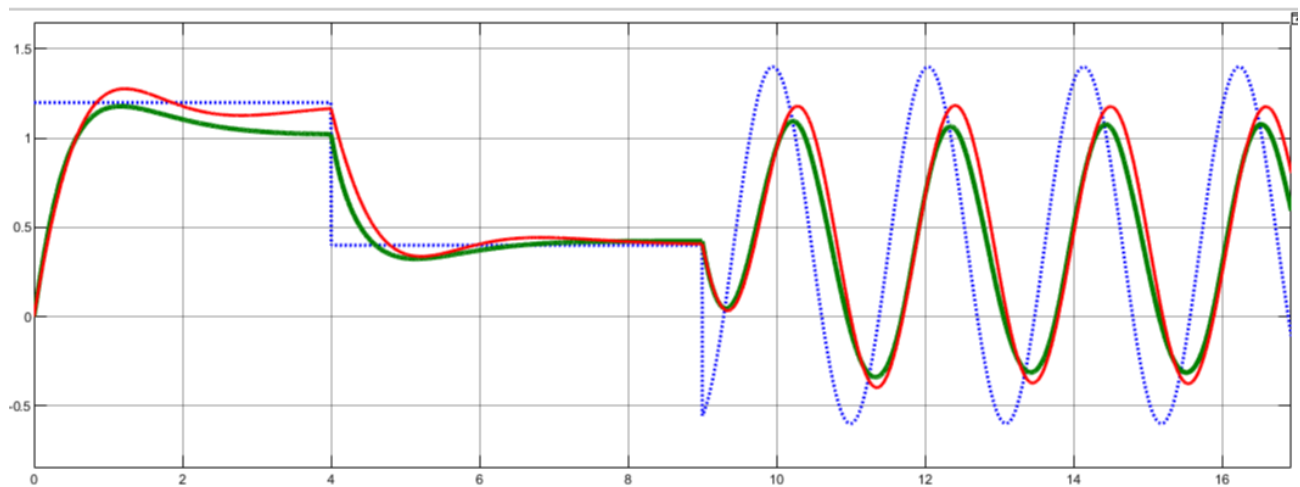


Рисунок 5 – Сравнение НР и ПИД регулятора

Использовать большое количество входных данных для работы регулятора является проблематичным и затруднительно с технической точки зрения. Необходимо применение адаптивных алгоритмов или обучения с подкреплением для создания НР, превосходящего классический ПИД по всем критериям качества управления.

Воспользуемся нейросетевым регулятором Model Reference Controller. Он представляет собой архитектуру адаптивного управления, в которой желаемое поведение замкнутой системы задается через эталонную математическую модель. Основной принцип функционирования заключается в минимизации разности между выходом реального объекта управления и выходом эталонной модели при одинаковых управляющих воздействиях. Архитектура контроллера включает входы для сигналов ошибки рассогласования, производных и интегральных составляющих, а также обратных связей по состоянию объекта. Обучение нейронной сети осуществляется с использованием алгоритмов обратного распространения ошибки, где целевой функцией выступает среднеквадратичное отклонение между выходами эталонной модели и реального объекта. Преимуществом данного подхода является возможность явного задания желаемых динамических свойств системы через параметры эталонной модели, что обеспечивает интуитивно понятную настройку регулятора.

Настройка параметров для обучения НР приведена на рисунке 6. Сначала в правом окне Plant Identification задают архитектуру идентификатора: скрытый слой 15, интервал дискретизации 0.1 с, задержки 2 по входу и 3 по выходу объекта, включённая нормализация данных. Через Browse подключают модель объекта `model_real`, указывают 1000 выборок, вход от -1 до 2 и интервалы между ступеньками 0.1–3 с, после чего нажимают Generate Training Data, без которого Train Network неактивна. Затем задают 500 эпох, функцию `trainbr`, включают валидацию и тестовые данные и нажимают Train Network. Далее в левом окне Model Reference Control с унаследованным интервалом 0.1 с настраивают регулятор: скрытый слой 15, задержки 2 по опорному входу, 2 по выходу регулятора и 3 по выходу объекта. Подключают эталонную модель `model_ref`, задают уровни опорного сигнала от -1 до 2, интервалы 0.2–2 с и 500 выборок, нажимают Generate Training Data. После этого устанавливают 100 эпох, 5 сегментов, флаг Use Current Weights и нажимают Train Controller, завершая настройку кнопкой Apply. Более подробно настройка этого блока будет рассматриваться в последующих публикациях.

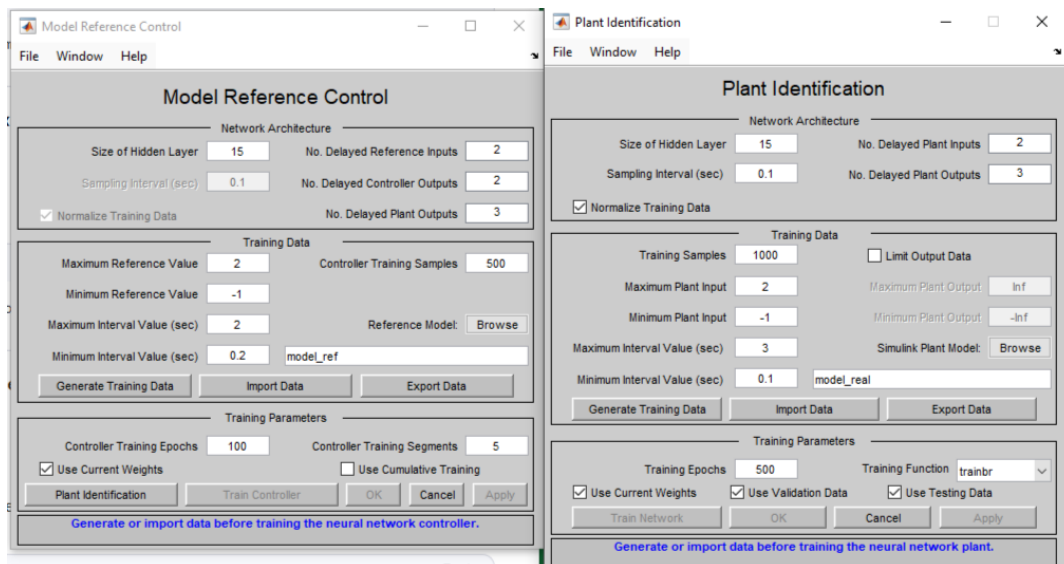


Рисунок 6 – Настройка параметров для обучения Model Reference Controller

Реальная и эталонная модели приведены на рисунке 7. Стоит отметить, что для корректной работы необходимо в моделях войти в Settings и на вкладке Data Import/Export убрать галочку с Single Simulation Output. На рисунке 8 приведены осциллограммы работы.

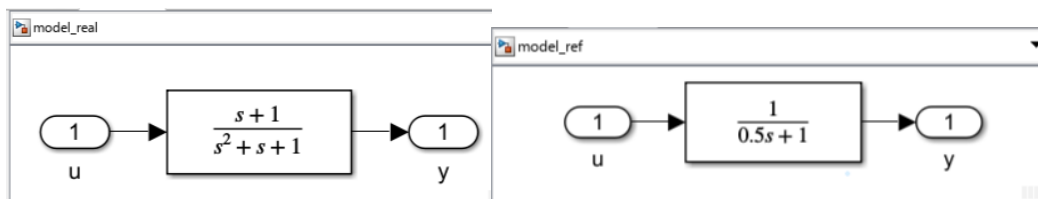


Рисунок 7 – Реальная и эталонная модели для Model Reference Controller

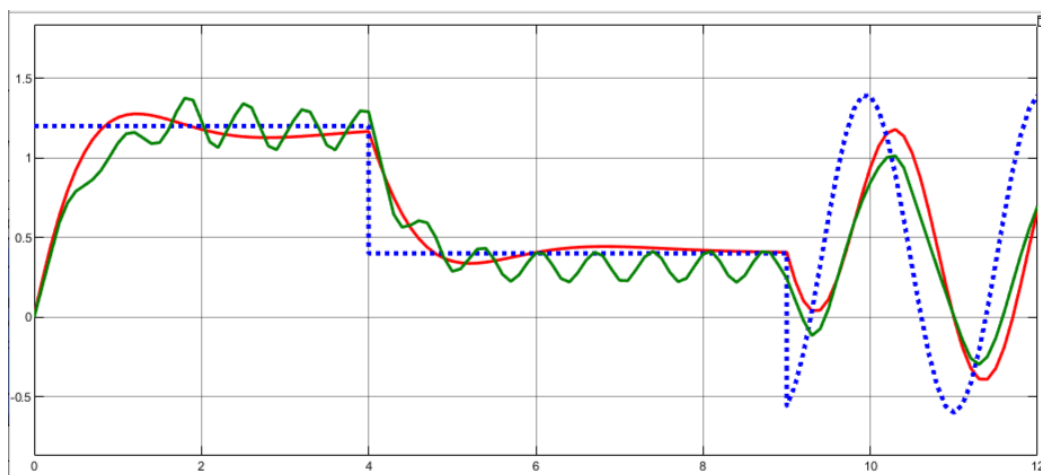


Рисунок 8 – Сравнение ПИД регулятора и НР на базе Model Reference Controller

НР обрабатывает ступеньку до 1.2 с перерегулированием свыше пятнадцати процентов, выбрасывая выход до 1.38, и далее не успокаивается, а уходит в незатухающие колебания с амплитудой около 0.15 и периодом порядка 0.7 с. После скачка задания к 0.4 колебательность сохраняется: выход колеблется в диапазоне 0.3–0.48, и статическая ошибка не исчезает. На синусоидальном участке регулятор отстаёт по фазе и воспроизводит амплитуду лишь до 1.0 против эталонных 1.4, то есть с ошибкой около тридцати процентов. В итоге НР проявляет склонность к устойчивым автоколебаниям и уступает по степени демпфирования и точности слежения.

Обучение нейросетевого регулятора на данных эталонного ПИД-регулятора (стратегия «behavioral cloning») принципиально не способно превзойти качество исходного регулятора, поскольку целевая функция обучения минимизирует отклонение от управляющего сигнала ПИД, а не от оптимального управления. Для преодоления этого ограничения необходимо формировать обучающую выборку не из выходного сигнала регулятора, а из оптимальной траектории (например, полученной методом динамического программирования). Также стоит рассмотреть использование целевую функцию качества (ITAE, ISE) вместо копирования сигнала.

Архитектура Model Reference Controller в стандартной реализации MATLAB предполагает обучение в офлайн-режиме на ограниченном числе выборок. Для объектов с выраженной колебательностью это приводит к недостаточной точности идентификации и, как следствие, к некомпенсированным автоколебаниям. Перспективным направлением является переход к онлайн-адаптации весов контроллера в реальном времени.

Выводы. В ходе проведённого исследования выполнена задача синтеза и сравнительного анализа нейросетевых регуляторов для управления колебательным объектом второго порядка в среде MATLAB/Simulink. Обучение однослойного нейросетевого регулятора на данных, предварительно собранных с эталонного ПИД-регулятора, методом байесовской регуляризации обеспечивает корректную аппроксимацию поведения исходного линейного регулятора в рабочей области, однако не приводит к улучшению показателей качества управления. Нейросеть перенимает недостатки ПИД-регулятора, включая статическую ошибку и задержку при скоростных воздействиях. Это подтверждает сложность повышения качества управления путём простого копирования поведения существующего регулятора без дополнительных механизмов адаптации. Увеличение числа нейронов до и расширение числа входных сигналов за счёт включения трёх предыдущих состояний системы не привело к качественному улучшению показателей управления.

Применение адаптивного нейросетевого регулятора на базе архитектуры Model Reference Controller показало незатухающие автоколебания с амплитудой 0,15 и периодом 0,7 с, а также значительную ошибку слежения. Таким образом, в рамках рассмотренных конфигураций нейросетевые регуляторы уступают классическому ПИД-регулятору по качеству регулирования. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости перехода к более сложным стратегиям обучения, в частности к адаптивным алгоритмам.

Список использованной литературы:

1. Ерофеев А.А. Теория автоматического управления. СПб.: Политехника, 2008. 302 с.
2. Дядик В.Ф., Байдали С.А., Криницын Н.С. Теория автоматического управления: учебное пособие. Томск: Томский политехнический университет, 2011. 196 с.
3. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс. М.: Издательский дом «Вильямс», 2006. 1104 с.
4. Носов А.В. Нейросетевые системы управления. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. 150 с.
5. MathWorks. Neural Network Control System Design (NARMA-L2 Controller Block Documentation). Natick, MA: The MathWorks, Inc. URL: <https://www.mathworks.com> (дата обращения: 08.08.2026).
6. Медведев В.С., Потемкин В.Г. Нейронные сети. MATLAB 6. М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2002. 496 с.
7. Авдеев Б.А. Применение нейронных сетей для определения мощности судовой электростанции // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2023. № 1. С. 6-13.
8. Кузнецов Б.И., Василец Т.Е., Варфоломеев А.А. Синтез нейросетевого регулятора Narma L-2 Controller для системы наведения и стабилизации // Електротехніка і електромеханіка. 2011. № 4. С. 41-46.
9. Авдеев Б.А., Вынга А.В. Использование нейронных сетей в системах управления интеллектуальными сетями электроснабжения // Состояние и перспективы развития современной науки по направлению «АСУ, информационно-телекоммуникационные

системы»: сборник статей III Всероссийской научно-технической конференции. Анапа, 2021. С. 80-84.

10. Иванов М.Е., Езерский В.В. Сравнительный анализ применения нейросетевого и нечеткого регуляторов в системе автоматического управления летательного аппарата по углу крена // Инновационное приборостроение. 2024. Т. 3. № 5. С. 59-64.

References:

1. Erofeev A.A. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya* [Theory of automatic control]. St. Petersburg, Politehnika Publ., 2008, 302 p. (In Russian).
2. Dyadik V.F., Baydali S.A., Krinitsyn N.S. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya: uchebnoe posobie* [Theory of automatic control: textbook]. Tomsk, Tomsk Polytechnic University Publ., 2011, 196 p. (In Russian).
3. Haykin S. *Neyronnye seti: polnyy kurs* [Neural networks: a comprehensive foundation]. Moscow, Williams Publ., 2006, 1104 p. (In Russian).
4. Nosov A.V. *Neyrosetevye sistemy upravleniya* [Neural network control systems]. Moscow, Bauman Moscow State Technical University Publ., 2020, 150 p. (In Russian).
5. MathWorks. *Neural Network Control System Design (NARMA-L2 Controller Block Documentation)*. Natick, MA, The MathWorks, Inc. (In English). Available at: <https://www.mathworks.com> (accessed 08.08.2026).
6. Medvedev V.S., Potemkin V.G. *Neyronnye seti. MATLAB 6* [Neural networks. MATLAB 6]. Moscow, DIALOG-MIFI Publ., 2002, 496 p. (In Russian).
7. Avdeev B.A. Primenenie neyronnykh setey dlya opredeleniya moshchnosti sudovoy elektrostantsii [Application of neural networks for determining the power of a ship's power plant]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskie tekhnologii* [Bulletin of the Kerch State Maritime Technological University. Series: Marine Technologies], 2023, no. 1, pp. 6-13. (In Russian).
8. Kuznetsov B.I., Vasilets T.E., Varfolomeev A.A. Sintez neyrosetevogo regul'yatora Narma L-2 Controller dlya sistemy navedeniya i stabilizatsii [Synthesis of Narma L-2 Controller neural network regulator for guidance and stabilization system]. *Elektrotehnika i elektromekhanika* [Electrical Engineering and Electromechanics], 2011, no. 4, pp. 41-46. (In Russian).
9. Avdeev B.A., Vyngra A.V. Ispol'zovanie neyronnykh setey v sistemakh upravleniya intellektual'nyimi setyami elektrosnabzheniya [The use of neural networks in control systems for intelligent power supply networks]. *Sbornik statey 3 Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Sostoyanie i perspektivy razvitiya sovremennoy nauki po napravleniyu «ASU, informatsionno-telekommunikatsionnye sistemy»* [Collection of articles of the 3th All-Russian Scientific and Technical Conference "State and prospects of development of modern science in the field of "ACS, information and telecommunication systems"]. Anapa, 2021, pp. 80-84. (In Russian).
10. Ivanov M.E., Ezerskiy V.V. Sravnitel'nyy analiz primeneniya neyrosetevogo i nechetkogo regul'yatorov v sisteme avtomaticheskogo upravleniya letatel'nogo apparata po uglu krena [Comparative analysis of the use of neural network and fuzzy controllers in the aircraft automatic control system for roll angle]. *Innovatsionnoe priborostroenie* [Innovative Instrumentation], 2024, vol. 3, no. 5, pp. 59-64. (In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

**Авдеев
Борис
Александрович**

канд. техн. наук, доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
dirigeant@mail.ru

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

- Avdeev Boris Aleksandrovich Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Department of Ship's Electrical Equipment and Automatization
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
dirigeant@mail.ru
- Панов Михаил Александрович** курсант 3-го курса специальности «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
misha20062712@gmail.com
- Panov Mikhail Alexandrovich cadet of the 3nd year of the training direction "Operation of Shipboard Electrical Equipment and Automation Systems"
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze Street, 82
misha20062712@gmail.com

Горбенко А.Н.

УРАВНЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СУДОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА

Аннотация. В работе рассматриваются вопросы математического моделирования нестационарного движения механизма привода центробежного сепаратора. Получена система нелинейных дифференциальных уравнений движения. Модель позволяет полноценно исследовать не только установившиеся режимы работы, но и анализировать переходные процессы, имеющие место при эксплуатации сепаратора. Анализ полученных уравнений движения позволил установить ряд специфических особенностей рассматриваемого механизма. Количество степеней свободы механизма привода зависит от режима работы фрикционной муфты. Из уравнений движения следует, что в общем случае имеет место взаимосвязь между поперечными колебаниями ротора сепаратора и текущей скоростью его вращения. Кроме того учитывается зависимость крутящего момента приводного электродвигателя от мгновенной скорости вращения. Результаты работы могут служить основой для анализа и поиска конструкторских, технологических и эксплуатационных мероприятий по повышению надежности и долговечности сепаратора.

Ключевые слова: центробежный сепаратор, нестационарное движение, механический привод

Gorbenko A.N.

EQUATIONS OF NON-STATIONARY MOTION OF A MECHANICAL DRIVE OF A SHIP'S CENTRIFUGAL SEPARATOR

Abstract. The paper discusses the issues of mathematical modeling of non-stationary motion of the centrifugal separator drive mechanism. A system of nonlinear differential equations of motion is obtained. The model allows you to fully research not only steady-state operating modes, but also analyze transient processes that occur during operation of the separator. Analysis of the obtained motion equations made it possible to establish a number of specific features of the mechanism under consideration. The number of freedom degrees of the drive mechanism depends on the operating mode of the friction clutch. From the motion equations it follows that in the general case there is a relationship between the transverse vibrations of the separator rotor and the current speed of its rotation. In addition, the dependence of the drive motor torque on the instantaneous rotation speed is taken into account. The results of the work can serve as the basis for analysis and search for design, technological and operational measures to improve the reliability and durability of the separator.

Keywords: centrifugal separator, non-stationary motion, mechanical drive.

Введение. В современной технике находят применение такие роторные машины как центробежный сепаратор (ЦС), центрифуга. В частности в судовых энергетических установках ЦС применяются для тщательной очистки топлива и масла от примесей и воды, что необходимо для работы дизельных двигателей [1, 2]. Центробежный сепаратор представляет собой высокооборотную роторную машину с электроприводом и повышающей механической передачей [3]. Специфической особенностью является то, что рабочий режим ЦС осуществляется при частоте вращения ротора, превышающей критическую частоту вращения. Т.е. с точки зрения механических колебаний, ЦС это роторная машина, работающая в резонансном режиме движения [4].

К центробежным сепараторам предъявляются высокие требования надежности и долговечности. К неблагоприятным факторам, снижающим их ресурс, относится то, что узлы ЦС испытывают значительные механические перегрузки как на рабочем режиме, так и в

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

переходных (нестационарных) процессах [5, 6]. В частности, повышенные вибрации наблюдаются при разгоне и выбеге в период прохождения зоны критической частоты вращения [7, 8]. Также характерным нестационарным процессом является процесс саморазгрузки барабана сепаратора от накопившегося в нем шлама. Именно в нестационарных режимах движения имеют место наибольшие нагрузки в механизме, что приводит к преждевременному выходу из строя деталей ЦС.

Исследованию динамики ЦС и аналогичных машин посвящено множество работ (см. [9-12] и др.). Однако изучение известных авторам источников показало, что в настоящее время отсутствует полноценная математическая модель механизма ЦС, пригодная для углубленного анализа нестационарных (переходных) процессов.

Целью настоящей работы является вывод системы уравнений нестационарного движения механического привода центробежного сепаратора с учетом таких факторов как непостоянство скорости вращения, ограниченность мощности электродвигателя, особенности работы фрикционной муфты сцепления, взаимосвязь поперечных колебаний ротора и текущей скорости вращения, наличие подвижной массы корпуса подшипника и т.п.

Материалы и методы исследования. Рассматриваемая механическая система привода ЦС (см. рис.1) состоит из следующих основных элементов: электродвигатель (ЭД), фрикционная муфта сцепления, горизонтальный вал, червячно-винтовая передача, вертикальный ротор с барабаном. Нижняя опора D вертикального ротора абсолютно жесткая и шарнирная, а его верхняя опора В – податливая и абсолютно упругая.

Модель механической системы «ЦС – приводной электродвигатель» должна отразить все значимые факторы, влияющие на динамику нестационарных процессов. К таким факторам следует отнести следующие:

- зависимость крутящего момента ЭД от скорости вращения;
- особенности работы фрикционной муфты сцепления;
- массово-инерционные и демпфирующие свойства механической системы;
- статическая неуравновешенность ротора ЦС;
- наличие момента сопротивления вращению ротора ЦС из-за его неуравновешенности и его зависимость от скорости вращения.

Основные допущения: все валы механической системы, а также колеса червячно-винтовой передачи, считаются абсолютно жесткими; ротор ЦС рассматривается как однодисковый ротор, вся масса которого сосредоточена в точке С (центре масс); динамическая неуравновешенность ротора ЦС не учитывается; осевые колебания валов не учитываются.

Модель имеет четыре степени свободы. В качестве обобщенных координат выбираем следующие:

φ_d – угол поворота вала электродвигателя;

φ – угол поворота ротора ЦС;

x, y – поперечные координаты точки О крепления диска (барабана) к валу ротора ЦС.

Своеобразие механической системы заключается в том, что число степеней свободы зависит от режима работы фрикционной муфты. В режиме скольжения – 4 степени свободы, а в режиме сцепления – 3 степени свободы.

На рис. 2 показаны моменты сил, действующие в муфте. При этом физическая модель фактически разбивается на две подсистемы: первая – ротор ЭД с полумуфтой и вторая – горизонтальный вал, червячно-винтовая передача, вертикальный ротор ЦС.

Результаты исследования и их обсуждение. Рассмотрим подсистему «ЭД – горизонтальный вал». На основании известных теорем теоретической механики (см., например [13, 14]) запишем уравнения движения рассматриваемой механической системы в общем виде:

$$\begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d &= M_d(\dot{\varphi}_d) - M_\varphi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}_\Gamma); \\ J_\Gamma \ddot{\varphi}_\Gamma &= M_\varphi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}_\Gamma) - M_\Gamma(\dot{\varphi}_\Gamma), \end{aligned} \quad (1)$$

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

где φ_d, φ_r – угловые координаты вала ЭД и горизонтального вала;
 J_d, J_r – полярные массовые моменты инерции ротора ЭД и горизонтального вала;
 $M_d(\dot{\varphi}_d)$ – крутящий момент ЭД;
 $M_\phi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}_r)$ – момент сил сухого трения в муфте;
 $M_r(\dot{\varphi}_r)$ – момент сопротивления вращению, передаваемый на горизонтальный вал от червячно-винтовой передачи.

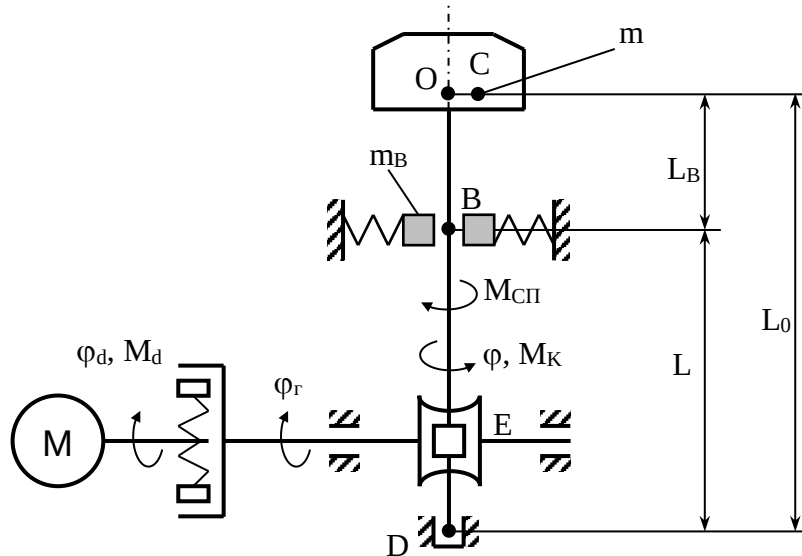


Рисунок 1 – Схема механической системы «центробежный сепаратор – электродвигатель»

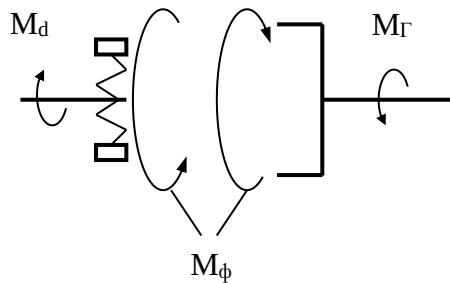


Рисунок 2 – Моменты сил во фрикционной муфте

Далее следует выразить величины, входящие в (1), через обобщенные координаты и параметры механической системы.

Зависимость крутящего момента ЭД от текущей угловой скорости вращения можно описать выражением (см. [15] и др.):

$$M_d(\dot{\varphi}_d) = \frac{2K_m M_{dном}}{\frac{1}{s_m} \frac{\omega_1 - \dot{\varphi}_d}{\omega_1} + s_m \frac{\omega_1}{\omega_1 - \dot{\varphi}_d}}, \quad (2)$$

где $K_m = M_{dmax} / M_{dном}$; M_{dmax} , $M_{dном}$ – максимальный и номинальный крутящий моменты ЭД;

s_m – критическое скольжение;

ω_1 – синхронная скорость вращения ротора ЭД.

Выражение (2) с приемлемой точностью описывает типичную взаимосвязь M_d и $\dot{\varphi}_d$ и

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

учитывает ограниченность мощности электродвигателя переменного тока.

Момент сил трения во фрикционной муфте зависит от режима её работы:

$$M_{\Phi}(\dot{\phi}_d, \dot{\phi}_r) = \begin{cases} M_{\Phi C} & \text{при } \dot{\phi}_d \neq \dot{\phi}_r; \\ M_{\Phi 0} & \text{при } \dot{\phi}_d = \dot{\phi}_r, \end{cases} \quad (3)$$

где $M_{\Phi C}$ – момент сил трения скольжения;

$M_{\Phi 0}$ – момент трения сцепления.

В случае если вал ЭД и горизонтальный вал ЦС вращаются с различными скоростями, в муфте действуют силы сухого трения скольжения между сухарями и ободом муфты. В этом режиме момент сил трения скольжения в муфте определяется выражением:

$$M_{\Phi C} = n_c R_m f_c (m_c R_c \dot{\phi}_d^2 - K_c \Delta_c) \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_r), \quad (4)$$

где n_c – количество сухарей;

R_m – внутренний радиус обода;

f_c – коэффициент трения скольжения;

m_c, R_c – приведенная масса и радиус расположения центра масс сухаря;

K_c – коэффициент жесткости пружины сухаря;

Δ_c – предварительный натяг пружины (вследствие которого при $\dot{\phi}_d = 0$ сухари прижаты к оси муфты).

Чем больше скорость вращения вала, тем выше центробежная сила, прижимающая сухари к ободу полумуфты, и силы трения скольжения.

В режиме сцепления в муфте вал ЭД и горизонтальный вал ЦС вращаются как единое целое. В этом случае оба уравнения системы (1) эквивалентны друг другу. Момент сил трения сцепления $M_{\Phi 0}$ может быть определен путем исключения из этих уравнений $\dot{\phi}_d = \dot{\phi}_r$. Тогда:

$$M_{\Phi 0} = \frac{J_r}{J_d + J_r} M_d(\dot{\phi}_d) + \frac{J_d}{J_d + J_r} M_r(\dot{\phi}_r). \quad (5)$$

Приведенный способ описания момента сил трения сцепления применен с целью упрощения алгоритма численных расчетов нестационарного движения механической системы.

Крутящий момент через червячно-винтовую передачу приводит во вращение вертикальный ротор ЦС. При этом имеют место следующие соотношения:

$$M_k = \frac{\eta_{\Pi}}{i_{\Pi}} M_r(\dot{\phi}_r); \quad \varphi = i_{\Pi} \phi_r, \quad (6)$$

где M_k – крутящий момент на вертикальном роторе;

i_{Π} – передаточное число повышающей передачи;

η_{Π} – КПД червячно-винтовой передачи и подшипников.

Таким образом, движение механической подсистемы «ЭД – горизонтальный вал» описывается уравнениями (1) с учетом выражений (3) – (5).

Рассмотрим далее механическую подсистему вертикального ротора ЦС.

Ротор сепаратора рассматривается как однодисковый ротор с абсолютно жестким валом, установленным в жесткой шарнирной опоре D и податливой опоре B. Статически неуравновешенный диск (барабан) массой m вращается вокруг геометрической оси и

одновременно колеблется в поперечной плоскости. Корпус подшипника опоры В имеет массу m_B и совершает поперечные колебания вместе с ротором (но не вращается). Таким образом, ротор имеет три степени свободы. Для описания положения ротора ЦС в произвольный момент времени вводим неподвижную систему координат x, y, z . Геометрическая модель ротора приведена на рис. 3.

Для составления уравнений движения воспользуемся традиционными уравнениями Лагранжа 2-го рода [13, 14]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y, \quad (7)$$

где T – кинетическая энергия движущегося ротора;

Q_x, Q_y, Q_{φ} – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам φ, x, y .

Кинетическая энергия ротора ЦС:

$$T = \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2) + \frac{1}{2} m_B (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2), \quad (8)$$

где $x_C = x + r \cos \varphi$; $y_C = y + r \sin \varphi$; $x_B = vx$; $y_B = vy$; $v = \frac{L}{L_0}$;

J, m – полярный массовый момент инерции и масса диска ротора;

x_C, y_C – координаты центра масс диска (точки С);

$r = |OC|$ – эксцентриситет диска;

m_B – масса корпуса подшипника опоры В;

x_B, y_B – координаты центра точки В.

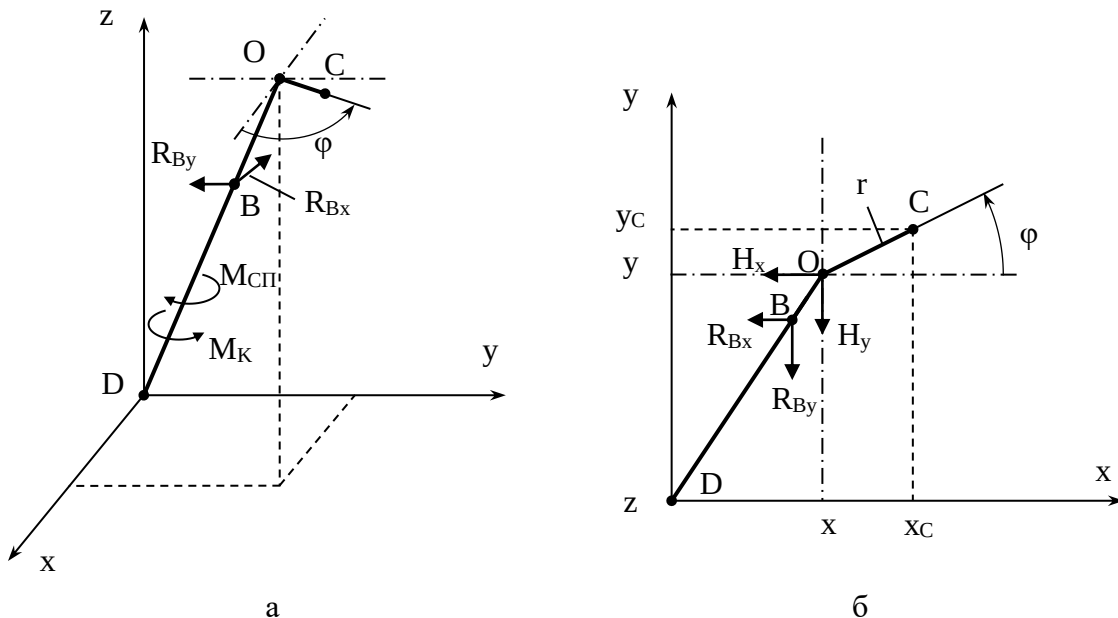


Рисунок 3 – Схема движения вертикального ротора ЦС (а) и его диска (б)

Поскольку данная механическая система неконсервативная, то обобщенные силы Q_x, Q_y, Q_{φ} , как известно, следует определять путем анализа вариаций обобщенных координат и работ всех активных сил, действующих в системе [14]. К активным (внешним) силам и моментам, действующим на ротор ЦС относятся:

M_K – крутящий момент, передаваемый на вертикальный ротор от червячно-винтовой

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

передачи;

$M_{\text{СП}}(\dot{\varphi})$ – момент полезного сопротивления, обусловленный раскручиванием и поддержанием вращения потока очищаемой вязкой жидкости в барабане ЦС, а также силами трения в червячно-винтовом зацеплении;

R_B – упругая реакция податливой опоры В;

H – сила вязкого сопротивления поперечным колебаниям, создаваемая в барабане ЦС и в податливой опоре В и приведенная к точке О.

Кроме этого, на вал действует реакция R_D в жесткой опоре D. Однако она совершает нулевую работу, поскольку эта опора неподвижна.

Для момента сопротивления принимаем линейную модель вида:

$$M_{\text{СП}}(\dot{\varphi}) = M_{\text{СП0}} + h_{\text{СП}} \dot{\varphi}, \quad (9)$$

где $M_{\text{СП0}}$ – постоянное сопротивление;

$h_{\text{СП}}$ – коэффициент вязкого сопротивления.

Учтем, что проекции упругой реакции R_B и силы вязкого сопротивления H связаны с обобщенными координатами следующим образом:

$$R_{Bx} = vK_B x; \quad R_{By} = vK_B y; \quad H_x = h \dot{x}; \quad H_y = h \dot{y},$$

где $v = L/L_0$;

K_B – коэффициент жесткости опоры В;

h – коэффициент вязкого демпфирования, приведенный к точке О.

Проделив указанный анализ, получаем выражения для обобщенных сил:

$$Q_\varphi = M_K(\dot{\varphi}) - M_{\text{СП}}(\dot{\varphi}); \quad Q_x = -v^2 K_B x - h \dot{x}; \quad Q_y = -v^2 K_B y - h \dot{y}. \quad (10)$$

Далее подставляем выражения (8) - (10) в уравнения Лагранжа (7). После соответствующих преобразований получаем уравнения движения подсистемы вертикального ротора ЦС в виде:

$$\begin{aligned} (J + m r^2) \ddot{\varphi} - m r \ddot{x} \sin \varphi + m r \ddot{y} \cos \varphi &= M_K(\dot{\varphi}) - M_{\text{СП}}(\dot{\varphi}); \\ (m + v^2 m_B) \ddot{x} + h \dot{x} + v^2 K_B x &= m r \ddot{\varphi} \sin \varphi + m r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi; \\ (m + v^2 m_B) \ddot{y} + h \dot{y} + v^2 K_B y &= -m r \ddot{\varphi} \cos \varphi + m r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

Рассмотренные выше подсистемы в совокупности образуют общую механическую систему «ЦС – приводной электродвигатель». Далее необходимо получить общую систему уравнений движения. Очевидно, что движения этих подсистем однозначно связаны друг с другом через механическую передачу. Вследствие этого второе уравнение в (1) (горизонтальный вал) и первое уравнение в (11) (вертикальный ротор) должны быть объединены в одно уравнение. Для этого необходимо использовать уравнение связи (6) и исключить параметр M_K . Кроме того, необходимо учесть уравнения (2)-(5) и (9).

В результате получаем следующую систему уравнений нестационарного движения механического привода центробежного сепаратора:

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

$$\begin{aligned}
J_d \ddot{\varphi}_d &= M_d(\dot{\varphi}_d) - M_\Phi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}); \\
J_s \ddot{\varphi} - m r \ddot{x} \sin \varphi + m r \ddot{y} \cos \varphi &= \frac{\eta_\Pi}{i_\Pi} M_\Phi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}) - M_{\text{СП}}(\dot{\varphi}); \\
\ddot{x} + \beta \dot{x} + p^2 x &= k_{\text{mb}} r \ddot{\varphi} \sin \varphi + k_{\text{mb}} r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi; \\
\ddot{y} + \beta \dot{y} + p^2 y &= -k_{\text{mb}} r \ddot{\varphi} \cos \varphi + k_{\text{mb}} r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi,
\end{aligned} \tag{12}$$

где

$$\begin{aligned}
M_\Phi(\dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}) &= \begin{cases} M_{\Phi c} & \text{при } i_\Pi \dot{\varphi}_d \neq \dot{\varphi}; \\ M_{\Phi 0} & \text{при } i_\Pi \dot{\varphi}_d = \dot{\varphi}; \end{cases} \\
M_{\Phi c} &= n_c R_M f_c (m_c R_c \dot{\varphi}_d^2 - K_c \Delta_c) \cdot \text{sign}(i_\Pi \dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}); \\
M_{\Phi 0} &= i_\Pi^2 \frac{J_s}{J_\Sigma} M_d(\dot{\varphi}_d) + i_\Pi \frac{J_d}{J_\Sigma} (-m r \ddot{x} \sin \varphi + m r \ddot{y} \cos \varphi + M_{\text{СП}}(\dot{\varphi})); \\
\beta &= \frac{h}{m + v^2 m_B}; \quad p^2 = \frac{v^2 K_B}{m + v^2 m_B}; \quad k_{\text{mb}} = \frac{m}{m + v^2 m_B}; \quad J_\Sigma = i_\Pi^2 J_s + \eta_\Pi J_d; \quad J_s = J + m r^2.
\end{aligned}$$

Здесь в (12) введены обозначения: β – относительный коэффициент вязкого сопротивления; p – собственная частота колебаний ротора.

Выводы. Поученная в работе математическая модель механизма ЦС (12) представляет собой нелинейную систему из четырех дифференциальных уравнений второго порядка. Данная модель отражает тот факт, что механическая система привода ЦС имеет два качественно различных режима движения в зависимости от работы фрикционной муфты. В режиме проскальзывания во фрикционной муфте валы вращаются с различными скоростями, и система имеет четыре степени свободы. В режиме сцепления во фрикционной муфте скорости вращения валов одинаковы. Поэтому количество степеней свободы сокращается до трех. При этом в системе уравнения движения (12) первые два уравнения эквивалентны друг другу.

Из уравнений нестационарного движения (12) следует, что в общем случае имеет место взаимосвязь между поперечными колебаниями ротора ЦС (из-за его неуравновешенности) и текущей скоростью его вращения. Поэтому, например, разгон сепаратора до рабочей частоты вращения может быть затруднен при наличии отложений в его барабане, что является неизбежным следствием эксплуатации ЦС. Помимо указанного уравнения движения системы учитывают зависимость крутящего момента приводного двигателя от мгновенной скорости вращения, характерную для типичных электродвигателей переменного тока. Учитывается также влияние инерционных сил, создаваемых движением массы упругой подшипниковой опоры ротора ЦС.

Полученная модель является нелинейной и поэтому её аналитическое решение затруднительно. В связи с этим её применение сопряжено с необходимостью применения численных методов анализа.

Разработанная математическая модель механизма привода центробежного сепаратора позволяет эффективно исследовать особенности различных нестационарных (переходных) процессов, происходящих при его эксплуатации. Полученные расчетные уравнения могут служить основой для анализа и поиска конструкторских, технологических и эксплуатационных мероприятий по повышению надежности и долговечности ЦС.

Список использованной литературы:

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. Л.: Машиностроение, 1977. 288 с.
2. Чиняев И.А. Судовые вспомогательные механизмы. М.: Транспорт, 1989. 295 с.

3. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999. 344 с.
4. Горбенко А.Н., Якунин Е.А. Математическая модель механизма центробежного сепаратора для анализа переходных процессов // Рыбное хозяйство Украины. 2006. № 7. С. 9-14.
5. Genta G. Dynamics of Rotating Systems. New York: Springer, 2005. 658 p.
6. Grapis O., Tamuzs V., Ohlson N.-G., Andersons J. Overcritical high-speed rotor systems, full annular rub and accident // J. of Sound and Vibration. 2006. Vol. 290. Iss. 3-5. P. 910.
7. Ратобылский В.Ф., Карамзин В.А., Борисовец Э.М., Миронова М.В. Моделирование движения ротора сепаратора на ЭВМ с целью выбора его оптимальных конструктивных параметров // Сепараторы жидкостные для продовольственных отраслей промышленности. Труды ВНИЭКИпродмаш. 1976. № 46. С. 83-85.
8. Борисов Б.Р. Исследование нестационарных колебаний валов сепараторов // Теория машин: межвузовский сборник. Свердловск, 1977. № 1. С. 10-14.
9. Xia Y., Ren X., Qin W., Yang Y., Lu K., Fu C. Investigation on the transient response of a speed-varying rotor with sudden unbalance and its application in the unbalance identification // J. of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control. 2020. Vol. 39 (4). P. 1065-1086.
10. Xuan Xie, Ming Li, Xiaolei Du. Nonlinear dynamics of marine rotor-bearing system coupled with vibration isolation structure subject to ship rolling motion // Applied Mathematical Modeling. 2022. Vol. 103. P. 344-359.
11. Azarov A.A., Gouskov A.M., Panovko G.Y. Features of the Dynamics of a Rotating Shaft with Nonlinear Models of Internal Damping and Elasticity // Mechanics of Solids. 2024. Vol. 59. № 6. P. 3315-3326. DOI: 10.1134/S0025654424603847.
12. Горбенко А.Н. Снижение вибрации высокооборотной роторной машины путем оптимизации массы упругой подшипниковой опоры // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2025. № 4. С. 18-28.
13. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: URSS, Ленанд, 2017. 405 с.
14. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: учебное пособие для вузов. Т. 2: Динамика. СПб: Лань, 2025. 640 с.
15. Вольдек А.И. Электрические машины. Л.: Энергия, 1978. 832 с.

References:

1. Kel'zon A.S., Zhuravlev Yu.N., Yanvarev N.V. *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin* [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977, 288 p. (In Russian).
2. Chinyaev I.A. *Sudovye vspomogatel'nye mehanizmy* [Shipboard auxiliary machinery]. Moscow, Transport Publ., 1989, 295 p. (In Russian).
3. Gol'din A.S. *Vibratsiya rotornykh mashin* [Vibration of rotary machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1999, 344 p. (In Russian).
4. Gorbenko A.N., Yakunin E.A. Matematicheskaya model' mehanizma centrobezhnogo separatora dlya analiza perehodnykh processov [Mathematical model of a centrifugal separator mechanism for the analysis of transient processes]. *Rybnoe hozyajstvo Ukrainy* [Ukraine's Fisheries Sector], 2006, no. 7, pp. 9-14. (In Russian).
5. Genta G. *Dynamics of Rotating Systems*. New York, Springer Publ., 2005, 658 p. (In English).
6. Grapis O., Tamuzs V., Ohlson N.-G., Andersons J. Overcritical high-speed rotor systems, full annular rub and accident. *J. of Sound and Vibration*, 2006, vol. 290, iss. 3-5, pp. 910-927. (In English).
7. Ratobyl'skij V.F., Karamzin V.A., Borisovec E.M., Mironova M.V. Modelirovaniye dvizheniya rotora separatora na EHVМ s cel'yu vybora ego optimal'nykh konstruktivnykh parametrov [Computer simulation of separator rotor motion to select optimal design parameters]. *Separatory zhidkostnye dlya prodovol'stvennykh otraslej promyshlennosti. Trudy VNIHKIprod mash.* [Liquid Separators for the Food Industry. Proceedings of VNIHKIprod mash.], 1976, no. 46, pp.

83-85. (In Russian).

8. Borisov B.R. Issledovanie nestacionarnykh kolebaniy valov separatorov [Investigation of non-stationary vibrations of separator shafts]. *Teoriya mashin: mezhvuzovskiy sbornik* [Theory of Machines: Inter-university Collection], Sverdlovsk, 1977, no. 1, pp.10-14. (In Russian).
9. Xia Y., Ren X., Qin W., Yang Y., Lu K., Fu C. Investigation on the transient response of a speed-varying rotor with sudden unbalance and its application in the unbalance identification. *J. of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2020, vol. 39 (4), pp. 1065-1086. (In English).
10. Xuan Xie, Ming Li, Xiaolei Du. Nonlinear dynamics of marine rotor-bearing system coupled with vibration isolation structure subject to ship rolling motion. *Applied Mathematical Modeling*, 2022, vol. 103, pp. 344-359. (In English).
11. Azarov A.A., Gouskov A.M., Panovko G.Y. Features of the Dynamics of a Rotating Shaft with Nonlinear Models of Internal Damping and Elasticity. *Mechanics of Solids*, 2024, vol. 59, no. 6, pp. 3315-3326. (In English). DOI: 10.1134/S0025654424603847.
12. Gorbenko A.N. Snizhenie vibracii vysokooborotnoj rotornoj mashiny putem optimizacii massy uprugoj podshipnikovoj opory [Reducing vibration of a high-speed rotary machine by optimizing the mass of an elastic bearing support]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: «Morskie tekhnologii»* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technologies], 2025, no. 4, pp. 18-28. (In Russian).
13. Biderman V.L. *Teoriya mehanicheskikh kolebaniy* [Theory of Mechanical Vibrations]. Moscow, URSS, Lenand Publ., 2017, 405 p. (In Russian).
14. Bat' M.I., Dzhanelidze G.Yu., Kel'zon A.S. *Teoreticheskaya mehanika v primerah i zadachah* [Theoretical Mechanics in Examples and Problems]. St. Petersburg, Lan' Publ., 2025, 640 p. (In Russian).
15. Vol'dek A.I. *Ehlektricheskie mashiny* [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad, Ehnergiya Publ., 1978, 832 p. (In Russian).

Сведения об авторе / Information about author

**Горбенко
Александр
Николаевич**

канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок,
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
gan0941@yandex.ru

Gorbenko
Alexander Nikolaevich

Ph.D. (Eng.), Associate Professor at the Department of ship power plants
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
gan0941@yandex.ru

Ивановская А.В.

**ДИНАМИКА БУКСИРУЕМОГО ПОДВОДНОГО ОБЪЕКТА С УЧЁТОМ
ПЕРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ «СУДНО – БУКСИРНАЯ ЛИНИЯ –
ОБЪЕКТ»**

Аннотация. Рассмотрена продольная динамика системы «буксирующее судно – упругая буксирная линия – буксируемый объект» при подъёме подводного аппарата. Аппарат последовательно проходит три режима: движение по грунту, буксировку в толще воды и движение по поверхности. При смене режима скачком меняются сопротивление буксировке, присоединённая масса и условия демпфирования. Это вызывает переходные колебания натяжения буксирной линии. Составлена модель малых продольных колебаний с переменной массой объекта. Заменой независимой переменной уравнение сведено к уравнению с постоянными коэффициентами и решено аналитически для каждого режима. В рассмотренном примере натяжение в начале буксировки по грунту достигает 66,18 кН. На подводном участке оно снижается до 1,89 кН, что близко к провисанию линии. Результаты могут использоваться при разработке алгоритмов управления буксирными и траловыми лебёдками и при оценке нагруженности их элементов.

Ключевые слова: буксируемый объект, буксирная линия, натяжение троса, переменная масса, присоединённая масса, продольные колебания, буксирная лебёдка.

Ivanovskaya A.V.

**DYNAMICS OF A TOWED UNDERWATER OBJECT WITH VARIABLE PARAMETERS
OF THE “VESSEL – TOW LINE – OBJECT” SYSTEM**

Abstract. The paper considers the longitudinal dynamics of the “towing vessel – elastic tow line – towed object” system during the recovery of an underwater vehicle. The vehicle passes successively through three regimes: motion along the seabed, towing in the water column and motion on the surface. At each change of regime the towing resistance, the added mass and the damping change abruptly. This causes transient oscillations of the tow line tension. A model of small longitudinal oscillations with variable object mass is developed. A change of the independent variable reduces the equation to one with constant coefficients, which is solved analytically for each regime. In the example considered, the tension at the start of seabed towing reaches 66.18 kN. In the underwater section it drops to 1.89 kN, close to line slack. The results can be used to develop control algorithms for towing and trawl winches and to assess the loading of their components.

Keywords: towed object, tow line, cable tension, variable mass, added mass, longitudinal oscillations, towing winch.

Введение. Буксируемые подводные системы применяются при гидрографических и геофизических работах, обследовании морского дна, поисковых и аварийно-спасательных операциях, прокладке подводных коммуникаций [1]. Реальный технологический процесс не сводится к установившейся буксировке. Объект может двигаться по дну, отрываться от него, буксироваться в толще воды, менять массу и выходить на поверхность.

При смене режима меняются фактическая и присоединённая масса объекта, лобовая площадь, коэффициент сопротивления и демпфирование продольных колебаний. Именно в эти моменты возникают наибольшие динамические нагрузки. Для буксирных и траловых лебёдок это существенно. Натяжение троса определяет нагрузки на барабан, вал, подшипниковые узлы, редуктор и привод [2].

Целью исследования является разработка математической модели продольной

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

динамики буксируемого объекта при последовательном движении по дну, в толще воды и на поверхности. Модель должна описывать изменение натяжения буксирной линии, собственной частоты системы и требуемого демпфирования при изменении массы, формы и гидродинамических характеристик объекта.

Материалы и методы исследования. Для тросовых систем широко применяются модели сосредоточенных масс [3, 4]. Они позволяют учесть большие перемещения троса и гидродинамические силы. Пространственные нелинейные модели использованы для анализа буксировки глубоководного трала [5] и троса переменной длины на повороте судна [6]. Отклик подводной буксируемой системы на изменение длины кабеля исследован в [7]. Для совместного оценивания состояния и параметров модели буксируемого кабеля применялся ансамблевый фильтр Калмана [8]. Стержневые модели буксирных линий предложены в [9]. Присоединённые массы тел в жидкости рассмотрены в [10, 13].

В этих работах основное внимание уделено форме и движению самой гибкой линии. Изменение массы и гидродинамических характеристик объекта при смене режима движения обычно не рассматривается. Для инженерной оценки нагрузок на лебёдку полезна более простая модель, которая допускает аналитическое решение.

Рассматривается модульный буксируемый аппарат для обследования морского дна. Он имеет сбрасываемый балласт и складывающиеся элементы конструкции. При подъёме последовательно сменяются три режима: движение по дну, отрыв от грунта и буксировка в толще воды, всплытие и буксировка по поверхности.

При смене режимов изменяются фактическая масса аппарата $m(t)$ (за счёт сброса балласта и удаления забортной воды), присоединённая масса воды $m_b(t)$, лобовая площадь $S(t)$, коэффициент гидродинамического сопротивления $C_d(t)$, среднее сопротивление буксировке $R_0(t)$ и коэффициент сопротивления малым продольным колебаниям $B(t)$. Обобщённая эффективная масса определяется по формуле 1:

$$M(t) = m(t) + m_b(t). \quad (1)$$

Полное удлинение буксирной линии складывается из квазистатического удлинения и динамического отклонения (формула 2):

$$l(t) = l_0(t) + x(t), \quad (2)$$

где $l_0(t) = \frac{R_0(t)}{k}$ – удлинение, соответствующее среднему сопротивлению буксировке, м; $x(t)$ – дополнительное динамическое удлинение, м; k – жёсткость буксирной линии, Н/м.

Полное натяжение буксирной линии находится по формуле 3:

$$T(t) = R_0(t) + kx(t), \quad (3)$$

где второе слагаемое – динамическая составляющая натяжения, Н.

Примем, что система управления буксирной лебёдкой компенсирует медленное изменение среднего сопротивления $R_0(t)$. Тогда для переменной $x(t)$ уравнение малых продольных колебаний однородно (формула 4):

$$M(t)\ddot{x} + B(t)\dot{x} + kx = 0. \quad (4)$$

Это линейное однородное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами. Для его решения применим методику, разработанную ранее [11].

Процесс буксировки разбит на три этапа (рис. 1, 2). Жёсткость буксирной линии принята

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

равной $k = 120$ кН/м. Параметры этапов следующие:

- движение по морскому дну: $t_1 = 0 \dots 40$ с; $m_{в1}: 10,8 \rightarrow 10,4$ т; $R_{01}(t) = 42,18 \rightarrow 33,80$ кН;
- движение в толще воды: $t_2 = 40 \dots 100$ с; $m_{в2}: 8,9 \rightarrow 7,0$ т; $R_{02}(t) = 11,86 \rightarrow 6,50$ кН;
- движение на поверхности: $t_3 = 100 \dots 160$ с; $m_{в3}: 5,6 \rightarrow 1,85$ т; $R_{03}(t) = 17,19 \rightarrow 11,03$ кН.

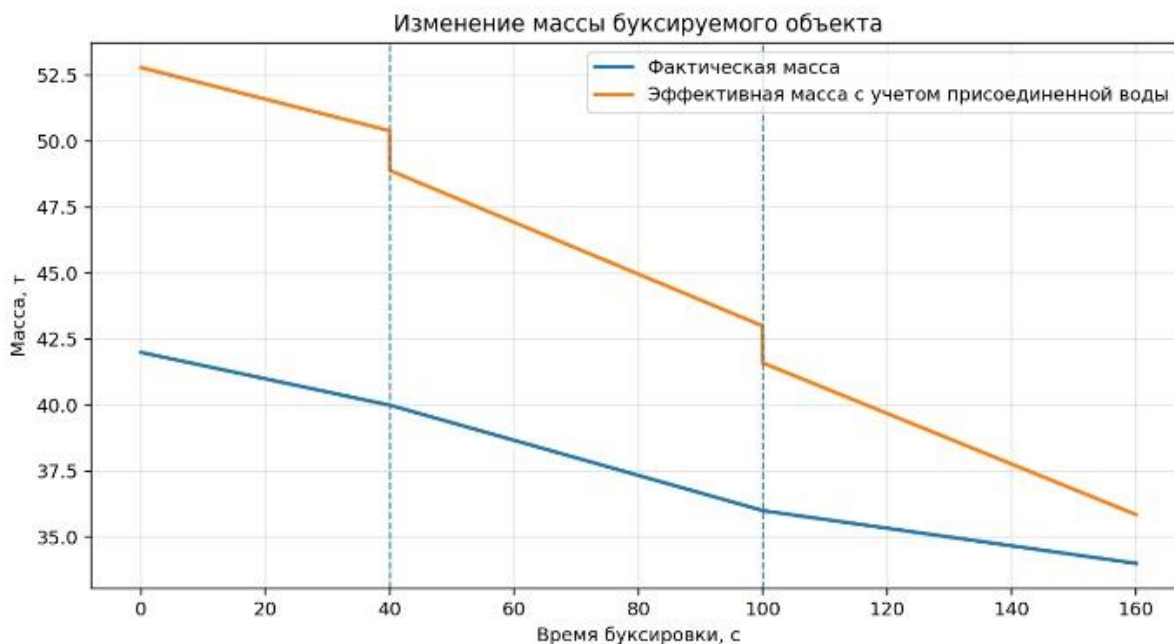


Рисунок 1 – Изменение массы буксируемого объекта

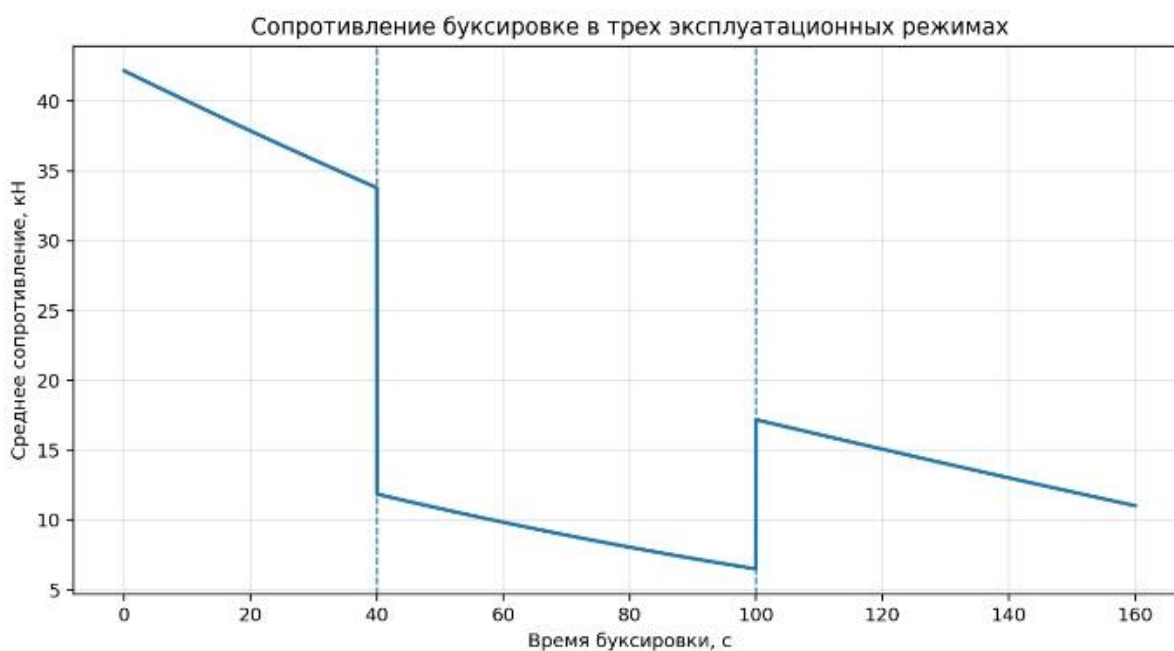


Рисунок 2 – Сопротивление при буксировке

Для каждого режима введено локальное время $\tau_i = t - t_i$, где t_i – момент начала режима, с. Эффективная масса аппроксимирована линейной функцией (формула 5):

$$M_i(\tau_i) = M_{i0} + \mu_i \tau_i, \quad (5)$$

где μ_i – скорость изменения массы, кг/с. Уравнение движения принимает вид (формула 6):

$$M_i(\tau_i)\ddot{x} + B_i(\tau_i)\dot{x} + kx = 0. \quad (6)$$

Введём определяющую функцию $z_i = f_i(\tau_i)$, для которой $f'_i(\tau_i) = \sqrt{\frac{C_{0i}}{M_i(\tau_i)}}$. Примем $C_{0i} = M_{i0}$. Тогда определяющая функция вычисляется по формуле 7:

$$z_i(\tau_i) = \frac{2\sqrt{C_{0i}}}{\mu_i} [\sqrt{M_{i0} + \mu_i \tau_i} - \sqrt{M_{i0}}]. \quad (7)$$

Во всех режимах $\mu_i < 0$, поэтому выражение (7) удобно записать в виде (формула 8):

$$z_i(\tau_i) = \frac{2\sqrt{C_{0i}}}{|\mu_i|} [\sqrt{M_{i0}} - \sqrt{M_{i0} - |\mu_i| \tau_i}]. \quad (8)$$

Условие интегрируемости для коэффициента демпфирования имеет вид (формула 9):

$$B_i(\tau_i) = C_{1i} \sqrt{\frac{M_i(\tau_i)}{C_{0i}}} + \frac{1}{2} \dot{M}_i. \quad (9)$$

Постоянная C_{1i} определяется через коэффициент относительного демпфирования ζ_i : $C_{1i} = 2\zeta_i \sqrt{C_{0i}k}$. После замены переменной получаем уравнение с постоянными коэффициентами (формула 10):

$$C_{0i} \frac{d^2 x}{dz_i^2} + C_{1i} \frac{dx}{dz_i} + kx = 0. \quad (10)$$

Результаты исследования и их обсуждение. В начале движения по дну аппарат может кратковременно зацепиться за неровность грунта. Это задаёт начальное дополнительное удлинение линии $x_1(0) = 0,20$ м. Аналитическое решение для первого режима имеет вид (формула 11):

$$x_1(t) = e^{-0,331662z_1} [0,20 \cos(1,470621z_1) + 0,045105 \sin(1,470621z_1)]. \quad (11)$$

Начальная динамическая составляющая натяжения равна $\Delta T_1(0) = kx_1(0) = 120000 \cdot 0,20 = 24$ кН, полное начальное натяжение – $T(0) = 42,18 + 24,00 = 66,18$ кН. Время затухания колебаний до 2 % от начальной амплитуды составляет $t_{уст,1} = 11,23$ с.

Непосредственно перед отрывом от грунта сопротивление равно $R_0(40-) = 33,80$ кН, после отрыва – $R_0(40+) = 11,86$ кН. Фактическое удлинение линии не может измениться скачком. Поэтому начальное динамическое удлинение второго режима определяется условием (формула 12):

$$x_2(0) = x_1(40) + \frac{R_0(40-) - R_0(40+)}{k}. \quad (12)$$

К концу первого режима $x_1(40) \approx 0$, следовательно, $x_2(0) = \frac{21942,53}{120000} = 0,182854$ м.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Сразу после исчезновения трения о грунт линия остаётся растянутой сильнее нового равновесного значения. Решение для режима буксировки в толще воды имеет вид:

$$x_2(\tau_2) = e^{-0,391630z_2} [0,182854 \cos(1,516777z_2) + 0,047213 \sin(1,516777z_2)]. \quad (13)$$

Время установления $t_{уст,2} = 8,98$ с. Минимальное полное натяжение на подводном участке равно $T_{min,2} = 1,89$ кН. Натяжение остаётся положительным, поэтому модель натянутой линии применима. Однако запас до провисания невелик. В реальной системе минимальное натяжение нужно поддерживать управляемой выборкой линии.

Перед всплытием $R_0(100-) = 6,50$ кН, после выхода на поверхность $R_0(100+) = 17,19$ кН. Поэтому начальное удлинение третьего режима находится по формуле 14:

$$x_3(0) = x_2(60) + \frac{R_0(100-) - R_0(100+)}{k}. \quad (14)$$

К концу второго режима $x_2(60) \approx 0$, откуда $x_3(0) = -0,089099$ м. Отрицательное значение означает, что после появления волнового сопротивления линия растянута меньше нового равновесного значения. Решение для режима буксировки по поверхности имеет вид (формула 15):

$$x_3(\tau_3) = e^{-0,373651z_3} [-0,089099 \cos(1,656804z_3) - 0,020094 \sin(1,656804z_3)]. \quad (15)$$

Время установления $t_{уст,3} = 9,95$ с. Натяжение на поверхностном участке меняется от $T_{min,3} = 6,50$ кН до $T_{max,3} = 22,25$ кН. Полное натяжение на всех трёх режимах показано на рисунке 3.

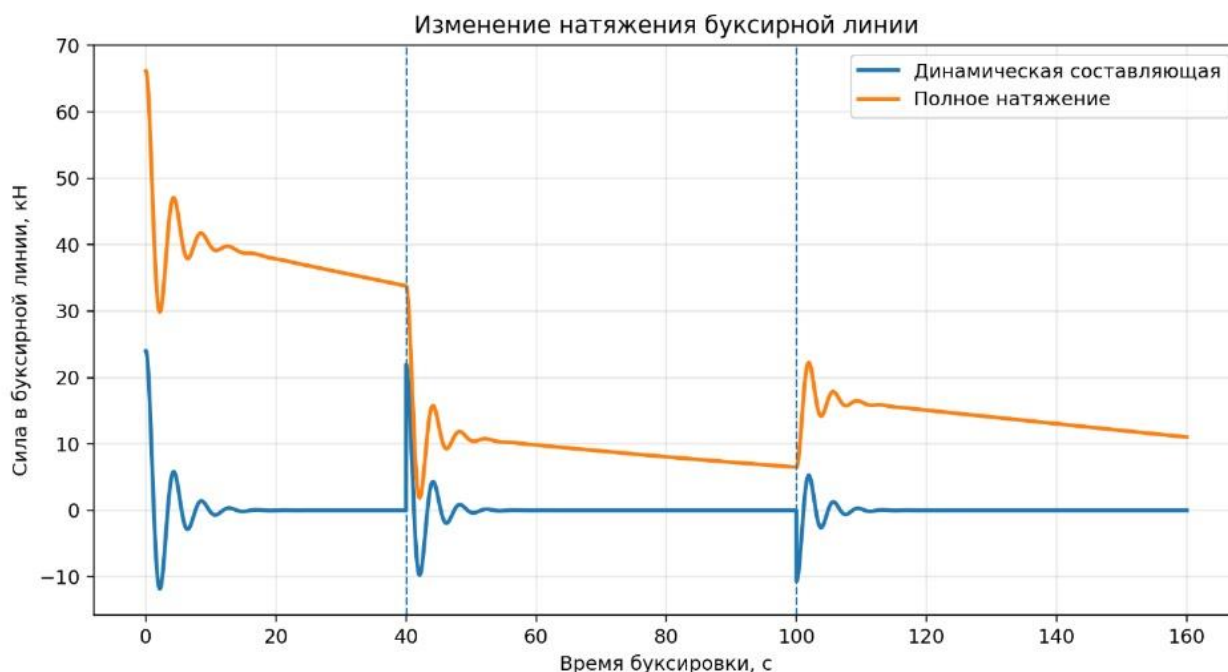


Рисунок 3 – Изменение натяжения буксирной линии

При буксировке по грунту линия не переходит в сжатое состояние и не провисает. После отрыва аппарата от грунта при меньшем демпфировании расчёт предсказывает потерю натяжения. Поэтому подводный участок требует активного регулирования.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Фазовые траектории для каждого режима построены в координатах $x, \dot{x}$ (рис. 4). Все три траектории – затухающие спирали, сходящиеся к началу координат. Это следует из условий $\alpha_1 < 0$, $\alpha_2 < 0$, $\alpha_3 < 0$, где α_i – показатели затухания в решениях (11), (13) и (15). Следовательно, положение $x = 0$, $\dot{x} = 0$ – асимптотически устойчивый фокус для каждого режима.

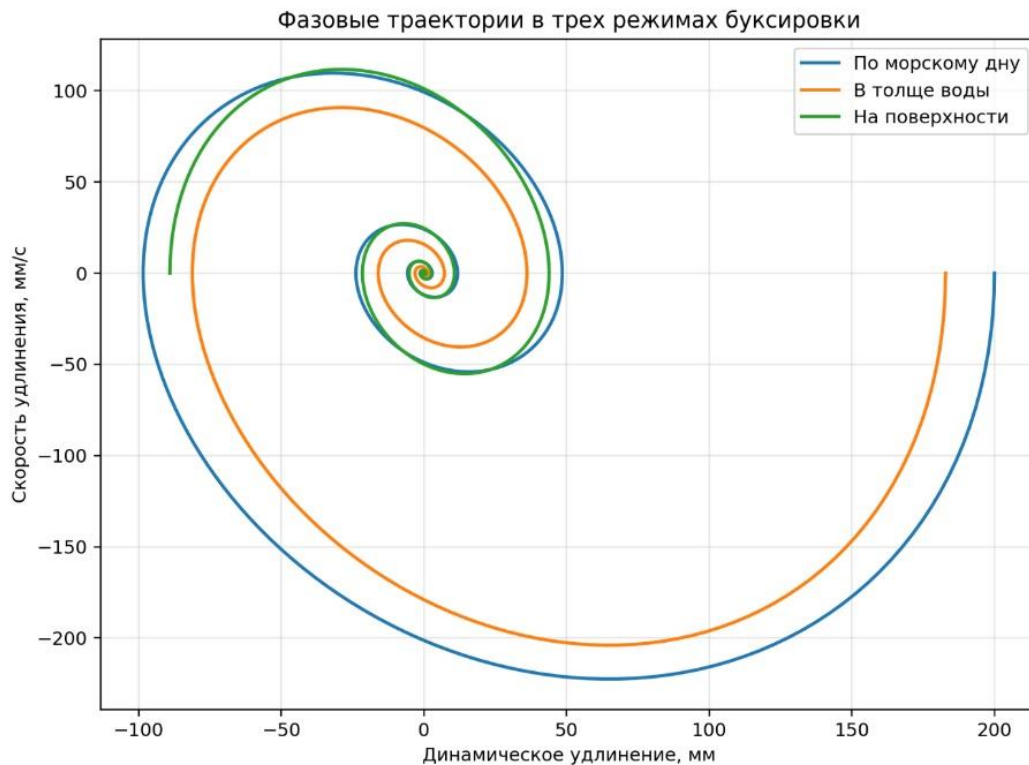


Рисунок 4 – Фазовые траектории в трёх режимах буксировки

Наибольшие начальные возмущения возникают в трёх случаях: в начале буксировки по грунту из-за зацепления аппарата, при отрыве от дна из-за резкого уменьшения сопротивления и при всплытии из-за появления волнового сопротивления.

Методика применима при проектировании траловых лебёдок, буксируемых океанографических и гидролокационных систем, а также устройств для подъёма подводного оборудования. Для лебёдок модель особенно важна, так как натяжение гибкой линии прямо переходит в момент на барабане (формула 16):

$$M_d(t) = T(t)R_6, \quad (16)$$

где R_6 – эффективный радиус намотки, м. Нагрузка на вал при симметричном упрощённом представлении приближённо равна $F_r(t) \sim 2T(t)$. Поэтому функция $T(t)$ может служить исходной нагрузочной функцией при расчёте ресурса лебёдки и её подшипниковых узлов [2].

Модель не учитывает провисание и пространственную форму гибкой линии, её изгибную жёсткость, качку судна и объекта, волновое возбуждение, переменное течение, импульсное отделение балласта, нелинейное взаимодействие с грунтом и ограничения момента привода лебёдки. Следующий уровень модели – пространственная система с вектором обобщённых координат q (формула 17):

$$M(q, t)\ddot{q} + C(q, \dot{q}, t) + K(q, t) = F_h + F_w + F_g + F_c + F_d, \quad (17)$$

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

где правая часть включает гидродинамические, волновые, гравитационные и контактные силы, а также силу со стороны лебёдки. Буксирный трос при этом разбивается на N конечных элементов. Для этого подходят модели сосредоточенных масс [3, 4] и метод абсолютных узловых координат [12]. Второй метод рассматривает трос как непрерывное деформируемое тело. Он хорошо описывает большие перемещения, изгиб и провисание линии.

Выводы. Разработана модель продольной динамики буксируемого объекта, последовательно движущегося по дну, в толще воды и по поверхности. В отличие от расчёта по установившемуся сопротивлению, объект, трос и лебёдка рассматриваются как единая нестационарная система.

Изменение массы и формы объекта нужно учитывать одновременно. Снижение фактической и присоединённой массы меняет инерционные свойства системы. Уменьшение лобовой площади и коэффициента сопротивления меняет среднее натяжение. В результате положение равновесия и собственная частота меняются в течение всей операции.

Наиболее опасен переход от буксировки по грунту к движению в толще воды. В рассмотренном примере натяжение после отрыва снижается до 1,89 кН. Это требует активного регулирования натяжения лебёдкой. Дальнейшее развитие модели связано с учётом пространственной формы и провисания буксирной линии.

Список использованной литературы:

1. *Егоров В.И.* Подводные буксируемые системы. Л.: Судостроение, 1981.
2. *Ивановская А.В., Жуков В.А.* Моделирование расчетных нагрузок, действующих со стороны траловой системы на лебедку рыбопромыслового судна // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2020. Т. 12. № 5. С. 935-944. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.
3. *Ablow C.M., Schechter S.* Numerical simulation of undersea cable dynamics // Ocean Engineering. 1983. Vol. 10. № 6. P. 443-457. DOI: 10.1016/0029-8018(83)90046-X.
4. *Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H.* Physical modeling for underwater flexible systems dynamic simulation // Ocean Engineering. 2005. Vol. 32. № 3-4. P. 331-347. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
5. *Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H.* Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process // Journal of Marine Science and Engineering. 2023. Vol. 11. № 1. Art. 145. DOI: 10.3390/jmse11010145.
6. *Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H.* Dynamic analysis of towed cable with variable length during turning maneuvers // Scientific Reports. 2023. Vol. 13. № 1. Art. 3525. DOI: 10.1038/s41598-023-30731-8.
7. *Wang Z., Kong P.* Motion Response of the Submersible Underwater Towed System as Cable Length Changes // Applied Sciences. 2024. Vol. 14. № 15. Art. 6503. DOI: 10.3390/app14156503.
8. *Grindheim J.V., Revhaug I., Pedersen E.* Utilizing the Ensemble Kalman Filter and Ensemble Kalman Smoother for Combined State and Parameter Estimation of a Three-Dimensional Towed Underwater Cable Model // Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2017. Vol. 139. № 6. Art. 061303. DOI: 10.1115/1.4037173.
9. *Тищенко М.С., Ивановский Н.В.* Разработка математической модели буксировки подводных объектов на основе однозвенных и двухзвенных стержневых моделей буксирных линий // Научные проблемы водного транспорта. 2023. № 77. С. 264-272.
10. *Newman J.N.* Marine Hydrodynamics. Cambridge (MA): MIT Press, 1977.
11. *Ivanovskaya A.* The research of the dynamic of the mechanical system with variable parameters // Journal of Vibroengineering. 2010. Vol. 12. № 4. P. 494-499.
12. *Shabana A.A.* Definition of the Slopes and the Finite Element Absolute Nodal Coordinate

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Formulation // *Multibody System Dynamics*. 1997. Vol. 1. № 3. P. 339-348. DOI: 10.1023/A:1009740800463.

13. Ивановская А.В., Халявкин А.А., Хачатрян А.М., Киселевич М.Э. Исследование динамических процессов в подшипниковых узлах траловой лебедки в условиях нестационарного нагружения // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2025. № 2. С. 39-47.

References:

1. Egorov V.I. *Podvodnye buksiruemye sistemy* [Underwater Towed Systems]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1981. (In Russian).
2. Ivanovskaya A.V., Zhukov V.A. Modelirovanie raschetnykh nagruzok, deistviyushchikh so storony tralovoi sistemy na lebedku rybopromyslovogo sudna [Simulation of Design Loads, Acting from the Side of the Trawl System on the Fishing Vessel Winch]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova* [Bulletin of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping], 2020, vol. 12, no. 5, pp. 935-944. (In Russian). DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.
3. Ablow C.M., Schechter S. Numerical Simulation of Undersea Cable Dynamics. *Ocean Engineering*, 1983, vol. 10, no. 6, pp. 443-457. (In English). DOI: 10.1016/0029-8018(83)90046-X.
4. Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H. Physical Modeling for Underwater Flexible Systems Dynamic Simulation. *Ocean Engineering*, 2005, vol. 32, no. 3-4, pp. 331-347. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
5. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 145. (In English). DOI: 10.3390/jmse11010145.
6. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Analysis of Towed Cable with Variable Length during Turning Maneuvers. *Scientific Reports*, 2023, vol. 13, no. 1, art. 3525. (In English). DOI: 10.1038/s41598-023-30731-8.
7. Wang Z., Kong P. Motion Response of the Submersible Underwater Towed System as Cable Length Changes. *Applied Sciences*, 2024, vol. 14, no. 15, art. 6503. (In English). DOI: 10.3390/app14156503.
8. Grindheim J.V., Revhaug I., Pedersen E. Utilizing the Ensemble Kalman Filter and Ensemble Kalman Smoother for Combined State and Parameter Estimation of a Three-Dimensional Towed Underwater Cable Model. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2017, vol. 139, no. 6, art. 061303. (In English). DOI: 10.1115/1.4037173.
9. Tishchenko M.S., Ivanovskii N.V. Razrabotka matematicheskoi modeli buksirovki podvodnykh ob"ektov na osnove odnozvennykh i dvukhzvennykh sterzhnevnykh modelei buksirnykh linii [Development of a Mathematical Model of Towing Underwater Objects Based on Single-Link and Two-Link Rod Models of Towing Lines]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta* [Scientific Problems of Water Transport], 2023, no. 77, pp. 264-272. (In Russian).
10. Newman J.N. *Marine Hydrodynamics*. Cambridge (MA), MIT Press, 1977. (In English).
11. Ivanovskaya A. The research of the dynamic of the mechanical system with variable parameters. *Journal of Vibroengineering*, 2010, vol. 12, no. 4, pp. 494-499. (In English).
12. Shabana A.A. Definition of the Slopes and the Finite Element Absolute Nodal Coordinate Formulation. *Multibody System Dynamics*, 1997, vol. 1, no. 3, pp. 339-348. (In English). DOI: 10.1023/A:1009740800463.
13. Ivanovskaya A.V., Khalyavkin A.A., Khachatryan A.M., Kiselevich M.E. Issledovaniye dinamicheskikh protsessov v podshipnikovykh uzлах tralovoy lebedki v usloviyakh

Вестник Керченского государственного морского технологического университета.

Серия: Морские технологии. 2026. № 3

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

nestatsionarnogo nagruzheniya [Study of dynamic processes in bearing units of a trawl winch under non-stationary loading conditions]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskiye tekhnologii* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technologies], 2025, no. 2, pp. 39-47. (In Russian).

Сведения об авторе / Information about the author

**Ивановская
Александра
Витальевна**

Ivanovskaya
Aleksandra
Vital'evna

канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
invkerh@yandex.ru

Ph. D (Engin.) Associate Professor at the Department of marine power
plants
Kerch State Maritime Technological University
28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
invkerh@yandex.ru

Свиридов П.С., Богатырева Е.В.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ Т/Х «ГРУПЕР»

Аннотация. В статье представлены результаты анализа многолетней динамики изменения остаточных толщин основных групп связей корпуса теплохода обеспечения (проект 1400Р, 1994 г. постройки) на основе данных трех последовательных дефектаций (2012, 2017 и 2025 гг.). Показано, что локальные зоны килевого пояса в районе шпангоутов 5-6 левого борта и 48-49 левого борта демонстрируют устойчиво повышенные скорости коррозии (0,15–0,20 мм/год), превышающие среднекорпусные значения (0,06–0,08 мм/год) в 2–3 раза. Установлена неэффективность ремонта дублерами, выполнявшегося в 2012 и 2017 годах: те же участки в 2025 году вновь потребовали ремонта. Выявлено прогрессирующее утонение настила верхней палубы в районе 22–36 шпангоутов (скорость около 0,09 мм/год) с фиксацией негодных участков в 2025 году. Отмечено, что ужесточение норм Правил освидетельствования судов в эксплуатации (ПОСЭ, 2019) перевело ряд элементов (поперечная переборка 33 шп.) в разряд негодных при относительно небольших абсолютных потерях металла. Сформулированы рекомендации по продлению ресурса: переход от дублеров к полной вырезке дефектных листов, внедрение координатной привязки замеров и разработка регрессионных моделей износа для каждой зоны.

Ключевые слова: остаточная толщина, лист-дублер, коррозионный износ, дефектация корпуса, теплоход обеспечения, ультразвуковая толщинометрия, скорость коррозии, техническое состояние судна, продление ресурса.

Sviridov P.S., Bogatyreva E.V.

ANALYSIS OF CORROSION WEAR DYNAMICS IN THE HULL STRUCTURES OF THE M/V "GROUPER"

Abstract. The article presents the results of an analysis of the long-term dynamics of changes in the residual thicknesses of the main groups of connections of the hull of the support ship (project 1400R, built in 1994) based on data from three consecutive defects (2012, 2017 and 2025). It is shown that the local zones of the keel belt in the area of frames 5-6 on the port side and 48-49 on the port side demonstrate steadily increased speeds corrosion rate (0.15–0.20 mm/year), exceeding the average hull values (0.06–0.08 mm /year) by 2-3 times. It has been established that the repairs carried out by the duplicate sheets in 2012 and 2017 were ineffective: the same sections required repairs again in 2025. A progressive thinning of the upper deck plating in the area of frames 22–36 has been identified (rate of about 0.09 mm/year), with the identification of defective sections in 2025. It was noted that the tightening of the standards in the Rules for the Inspection of Ships in Service (POSE, 2019) has reclassified a number of elements (the transverse bulkhead at frame 33) as unfit for service, despite relatively small absolute metal losses. Recommendations have been formulated to extend the service life: moving from doublers to complete removal of defective sheets, introducing coordinate referencing of measurements, and developing regression models of wear for each zone.

Keywords: residual thickness, duplicate sheet, corrosion wear, hull defect detection, heat supply, ultrasonic thickness measurement, corrosion rate, technical condition of the vessel, resource extension.

Введение и актуальность исследования. Эксплуатация судов в морской и речной среде неизбежно сопровождается прогрессирующим коррозионным износом корпусных конструкций, что является одним из основных факторов, лимитирующих безопасный срок службы и повышение рисков при эксплуатации [1-5]. Согласно классическим представлениям

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Международной ассоциации классификационных обществ (IACS Rec. No. 87), средняя скорость равномерной коррозии судовой стали в балластных танках составляет 0,10–0,15 мм/год, а в сухих грузовых отсеках – 0,05–0,10 мм/год [1]. Однако локальные очаги, такие как щелевая коррозия, коррозия под напряжением или коррозионная усталость, могут демонстрировать скорости до 0,5 мм/год и более. Для судов обеспечения, которые эксплуатируются в переменных режимах и часто не имеют постоянной защиты корпуса, проблема локального утонения приобретает особую остроту. В практике классификационных обществ (Российское Классификационное Общество, Российский Речной Регистр) основным инструментом контроля является ультразвуковая толщинометрия с последующей оценкой остаточных толщин по Правилам освидетельствования судов в эксплуатации (ПОСЭ) [6-8]. Для судов I группы (к которой относится объект исследования) нормы средних остаточных толщин для настила палубы и обшивки днища в средней части составляют 0,90 от проектной толщины (t), в оконечностях – 0,80 t . Дополнительно нормируются местные деформации – стрелка прогиба вмятин до 60 мм в средней части и до 150 мм в оконечностях. Однако сама по себе средняя толщина не является исчерпывающим критерием: наличие сквозных дефектов, язвенной коррозии или локализованного утонения более 30 % от проектной толщины требует немедленного ремонта независимо от средних значений [7,8].

Наличие актов дефектации одного судна за три разновременных периода (2012, 2017 и 2025 гг.) представляет собой уникальный массив данных для ретроспективного анализа. Теплоход обеспечения проект 1400Р, 1994 года постройки, (Турция) является типичным представителем малотоннажного вспомогательного флота. Анализ динамики износа его корпусных конструкций позволяет не только оценить текущее техническое состояние, но и верифицировать нормативные скорости коррозии, оценить эффективность ранее проведенных ремонтов и спрогнозировать остаточный ресурс. Целью настоящей работы является количественная оценка изменения остаточных толщин основных групп связей корпуса т/х за период 2012–2025 гг. на основе расшифровки и сопоставления трех актов дефектации. Задачи включают: систематизацию замеров из актов дефектации, вычисление средних и локальных скоростей коррозии, выявление зон неэффективного ремонта и формулирование научно обоснованных рекомендаций по продлению срока службы.

Практическая значимость работы заключается в разработке количественной основы для прогноза остаточного ресурса.

Материалы и методы исследования. Объектом исследования служит корпус теплохода обеспечения проекта 1400Р. Основные размерения: длина расчетная 24,9 м, ширина 7,5 м, высота борта 2,26 м, валовая вместимость 96 рег. т, класс М-СП. Материал корпуса – сталь с пределом текучести $R_{eh} = 235$ МПа, что соответствует широко распространенной судостроительной стали. Шпация $a_0 = 0,4$ м, расположение средней части судна – 14–42 шпангоуты, оконечностей – от -3 до 14 и от 42 до 59 шпангоутов. Валидация измерительного оборудования во всех случаях подтверждена действующими свидетельствами о поверке (калибровке). Анализ данных включал расшифровку таблиц наружной обшивки, настила верхней палубы, настилов палуб надстроек, поперечных переборок, поперечных сечений, кингстонных ящиков и комингсов. Для каждой группы связей вычислялись средние арифметические значения остаточных толщин по годным участкам, а также фиксировались минимальные значения на дефектных участках. Локальная скорость коррозии k (мм/год) оценивалась по линейной модели: $k = (t_{пр} - t_{ост}) / \Delta t$, где $t_{пр}$ – проектная толщина, $t_{ост}$ – минимальная зафиксированная остаточная толщина на данном участке, Δt – временной интервал между постройкой (1994 г.) и годом измерения, либо между последовательными ремонтами. Для оценки эффективности ремонта сравнивались остаточные толщины на одних и тех же конструктивных элементах в разные годы [9, 10].

Результаты исследования и их обсуждение. Анализ акта дефектации 2012 года показал, что уже на 18-м году эксплуатации сформировались выраженные очаги коррозионного поражения. Наружная обшивка в районе килевого пояса: на шпангоутах 5–6 левого борта

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

зафиксирована остаточная толщина 4,2 мм при проектной 8,0 мм (износ 47,5 %). На шпангоутах 48–49 левого борта – 4,5 мм (износ 43,75 %). Обшивка транца в районе 26–29 шпангоутов правого борта показала остаточную толщину 3,5 мм при проектной 6,0 мм (износ 41,7 %). Настил верхней палубы в районе 22–36 шпангоутов демонстрировал минимальные значения 3,8–4,7 мм при проектных толщинах 6,0–7,0 мм, причем наиболее тонкие участки (3,8 мм) были отмечены на поясах С3, С3.1. Заключение комиссии 2012 года – «ограниченно годное». Предписан ремонт: установка двух дублеров на килевой пояс (шп. 5–6 ЛБ и 48–49 ЛБ) и замена двух листов настила палубы. Важно отметить, что в 2012 году еще не использовалась координатная привязка замеров в формате (шпангоут – пояс – борт), но по контексту таблиц удалось восстановить привязку.

Аналогичный анализ акта дефектации 2017 года показывает растущую динамику. Днищевая обшивка (килевой пояс) в районе сухого отсека на шп. 5–6 с левого борта и в районе МО цистерна нефтеостатков на шп. 49–48 с левого борта имеют сквозные коррозионные разъедания. Дублеры, установленные после 2012 года, не предотвратили дальнейшее разрушение. В акте вновь предписано установить два дублера. Измерения 2017 года в основном концентрировались на подводной части и кингстонных ящиках; настил палубы, поперечные переборки и комингсы в этом акте детально не представлены. Факт сквозных разъеданий на тех же шпангоутах однозначно свидетельствует о том, что скорость локальной коррозии на килевом поясе левого борта превысила нормативные значения. Учитывая, что с 2012 по 2017 год прошло 5 лет, и при проектной толщине 8,0 мм в 2012 году было 4,2 мм, то к 2017 году (если бы не было ремонта) ожидаемая толщина при скорости 0,15–0,20 мм/год составила бы около 3,2–3,7 мм, что вполне согласуется с появлением сквозных дефектов (толщина менее 1–2 мм). Это косвенно подтверждает, что ремонт 2012 года не принёс должного эффекта так как остаточная коррозия под накладкой продолжала развиваться.

В акте дефектации 2025 года измерения выполнены по всему корпусу: наружная обшивка (шп. от -3 до 59, левого и правого бортов), настил верхней палубы (шп. от -3 до 59), настил палуб надстроек (1-й ярус, ходовой мостик, рубочная палуба), поперечные переборки (шп. 6, 12, 33), поперечные сечения (шп. 26, 36, 42), кингстонные ящики и комингсы надстроек (шп. 4–23). Средняя остаточная толщина наружной обшивки по годным участкам составила: для левого борта – 6,35 мм (при среднем нормативе допускаемой толщины группы 5,5 мм), для правого борта – 5,85–6,1 мм. Важно подчеркнуть, что среднее значение выше, чем в 2012 году (5,9 мм), что объясняется вырезкой наиболее пораженных зон и установкой новых листов в ходе предшествующих ремонтов. Однако это улучшение средней статистики не должно вводить в заблуждение, так как локальные дефекты никуда не исчезли. На настиле верхней палубы выявлены негодные участки: остаточной толщины 4,7 мм при проектной 6,0 мм и допуске 5,0 мм, 4,9 мм при допуске 5,5 мм, 4,3 мм при допуске 5,5 мм. Скорость коррозии на этих участках за период 2012–2025 гг. составила примерно 0,09 мм/год, что близко к верхней границе нормативных значений для сухих отсеков. Поперечная переборка на 33 шпангоуте (диаметральная плоскость) показала остаточную толщину 4,4 мм при проектной 7,0 мм. С 2012 года, когда толщина здесь составляла около 5,1 мм, утонение на 0,7 мм за 13 лет дало скорость 0,05 мм/год – казалось бы, невысокую. Ужесточение норм ПОСЭ 2019 года привело к парадоксальной ситуации: при допуске 4,5 мм фактический замер в 4,4 мм уже признается «негодным». На практике это означает, что из-за изменений в нормативке деталь с минимальным износом автоматически переходит в разряд дефектных.

По комингсам надстроек (шп. 6–8, оба борта) выявлен сквозной износ. Остаточная толщина составляет 3,0 мм при проектной 4,0 мм и предельном допуске 3,0 мм – то есть узел работает на пределе. Скорость коррозии здесь относительно невелика (около 0,03 мм/год), однако из-за малой проектной толщины эти элементы, обеспечивающие жесткость вырезов, теряют ресурс быстрее.

Кингстонные ящики (шп. 10–12, 33–35, 37–39 правого борта), напротив, в хорошем состоянии. Средний остаток составляет 7,2 мм при проектных 8,0 мм, износ не выходит за рамки нормативов.

Сводные данные по замерам ключевых элементов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнение остаточных толщин основных групп связей корпуса т/х по данным дефектаций 2012, 2017 и 2025 гг.

Элемент / район корпуса	Проектная толщина, мм	2012 г., остаточная (мин/ср), мм	2017 г.	2025 г., остаточная (мин/ср), мм	Динамика 2012–2025 (по минимуму), мм	Локальная скорость коррозии, мм/год (с 1994 г.)
Килевой пояс, шп. 5-6 ЛБ	8,0	4,2 (мин)	сквозное разъедание	ремонт требуется	>3,8 (полное разрушение)	0,18 (до 2017)
Килевой пояс, шп. 48-49 ЛБ	8,0	4,5 (мин)	сквозное разъедание	ремонт требуется	>3,5	0,16 (до 2017)
Обшивка транца, шп. 26-29 ПрБ	6,0	3,5 (мин)	-	сквозное разъедание	–	0,10
Наружная обшивка (средняя по годным участкам, ЛБ)	7,0	5,9 (ср)	-	6,35 (ср)	+0,45 (за счет ремонта)	–
Настил палубы, район 22-36 шп.	7,0	3,8–4,7 (мин 3,8)	-	4,0–4,3 (мин 4,0)	-0,2 (утонение)	0,09
Настил палубы, пояс А4, В4	6,0	4,7–4,8	-	4,7 (не годное)	0,0 (не ремонтировался)	0,07
Поперечная переборка, шп. 33 ДП	7,0	5,1 (ср)	-	4,4 (мин)	-0,7	0,05
Комингсы надстроек, шп. 6-8 ЛБ/ПрБ	4,0	3,2 (ср)	-	3,0 (сквозное разъедание у 7 шп.)	-0,2	0,03
Крышка трюма, шп. 26-29 ПрБ	6,0	3,5 (2012)	-	сквозное разъедание	–	0,10

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

В таблице приведены проектные толщины, минимальные или средние значения остаточных толщин по годам, вычисленная динамика (изменение за период 2012–2025 гг. по минимумам) и локальная скорость коррозии, рассчитанная от года постройки (1994) до года последнего измерения для дефектного участка. Для участков, где в 2017 году зафиксирован сквозной дефект, скорость оценивается консервативно как $(t_{пр} - 1,5 \text{ мм}) / (2017 - 1994)$, так как точная толщина перед сквозным разрушением неизвестна.

Из таблицы 1 видно, что наиболее критическая динамика наблюдается на килевом поясе левого борта: несмотря на предписанные ремонты в 2012 и 2017 годах, в 2025 году эти зоны вновь требуют вмешательства. Средняя скорость локальной коррозии здесь (0,16–0,18 мм/год) в 2–3 раза превышает среднекорпусную (0,06–0,08 мм/год) и существенно выше рекомендованных IACS значений для защищенных отсеков. Для настила верхней палубы характерна более равномерная, но неуклонная деградация: участки, которые в 2012 году уже были близки к предельным (4,7 мм), в 2025 году перешли в разряд негодных, поскольку их не отремонтировали в 2017 году. Особого внимания заслуживает поперечная переборка на 33 шпангоуте: абсолютная скорость коррозии (0,05 мм/год) является низкой, но из-за малого запаса проектной толщины и ужесточения нормативов элемент вышел из строя. Это подчеркивает важность учета не только скорости износа, но и абсолютных значений проектных толщин. Анализ эффективности ремонтов и повторяемость дефектов.

На основе сопоставления данных можно уверенно говорить о системной проблеме: ремонт дублерами на килевом поясе неэффективен. В 2012 году предписаны дублеры, в 2017 году – снова сквозные дефекты на тех же местах, в 2025 году – опять ремонт требуется. Наиболее вероятная причина – коррозия под накладкой из-за неплотного прилегания, отсутствия герметизации кромок или неполной вырезки пораженного металла перед установкой дублера. Согласно современным требованиям, при глубине язвенного износа более 50 % проектной толщины следует выполнять не установку дублеров, а полную вырезку дефектного листа с вваркой вставки того же класса стали с аттестованным сварочным процессом. Дополнительно необходимо восстановление защитного покрытия как снаружи, так и изнутри (со стороны помещений или цистерн). В акте 2025 года обоснованно указана необходимость замены листов, а не установки дублеров. В перечне ремонтных работ фигурируют: замена 6 листов наружной обшивки (включая килевой пояс в указанных районах), замена 8 листов настила верхней палубы, замена флоров на шп. 7–9 левого и правого борта, замена крышки трюма.

Используя полученные скорости коррозии, можно построить простую линейную модель для прогноза. Для настила палубы с текущей минимальной толщиной 4,0 мм (2025 г.) и нормативом допускаемой (по ПОСЭ 2019) 5,5 мм элемент уже не годен. Чтобы вернуть его в годное состояние, требуется либо замена, либо установка дублера с соответствующей толщиной (что не рекомендуется). Если предположить, что в 2025 году будет выполнен качественный ремонт с полной заменой дефектных листов до проектной толщины 7,0 мм, то при локальной скорости коррозии 0,09 мм/год ресурс до следующего достижения норматива $(0,9 \cdot 7,0 = 6,3 \text{ мм})$ составит $\Delta t = (7,0 - 6,3) / 0,09 \approx 8$ лет. Однако, как показывает опыт 2012–2017 годов, если ремонт будет выполнен некачественно (дублерами, без вырезки), дефект может проявиться уже через 3–5 лет. Для килевого пояса при проектной толщине 8,0 мм и локальной скорости 0,18 мм/год (если после замены скорость не снизится) ресурс до достижения норматива $0,8 \cdot 8,0 = 6,4 \text{ мм}$ (для оконечностей) составит около 9 лет. Но учитывая, что эта зона работает в наиболее агрессивных условиях (контакт с грунтом, абразивный износ плюс коррозия), фактический ресурс может быть меньше. Таким образом, без системного подхода к ремонту (полная вырезка, подготовка кромок, контроль сварных швов, восстановление покрытия и, возможно, установка протекторной защиты) к 2029–2031 годам судно вновь столкнется с критическими дефектами.

Проведенный ретроспективный анализ актов дефектации т/х за 2012, 2017 и 2025 годы

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

позволяет сделать следующие научно обоснованные выводы. Первое: выявлены устойчивые очаги ускоренной коррозии в зоне килевого пояса на шп. 5–6 ЛБ и 48–49 ЛБ с локальными скоростями 0,15–0,20 мм/год, что в 2–3 раза превышает среднекорпусные значения (0,06–0,08 мм/год). Эти зоны являются «слабым звеном» корпуса, и традиционный метод ремонта дублерами показал свою полную неэффективность (повторные сквозные дефекты в 2017 и 2025 гг.). Второе: настил верхней палубы в районе 22–36 шпангоутов демонстрирует прогрессирующий равномерный износ со скоростью около 0,09 мм/год, причем участки, признанные дефектными еще в 2012 году, не были должным образом отремонтированы и в 2025 году перешли в разряд негодных. В-третьих, ужесточение норм ПОСЭ в редакции 2019 года привело к тому, что элементы с минимальным фактическим износом (например, поперечная переборка 33 шп. – 0,7 мм за 13 лет эксплуатации) теперь признаются негодными. Это вынуждает пересматривать стратегию ремонта с упором на превентивную замену тонкостенных конструкций.

В-четвертых, комингсы надстроек при проектной толщине всего 4 мм даже в условиях низкой скорости коррозии (0,03 мм/год) к 2025 году оказались со сквозным износом. Данное обстоятельство свидетельствует о необходимости включить эти элементы в обязательный перечень контроля при каждом очередном освидетельствовании.

Многолетняя динамика коррозионного износа различных групп связей корпуса т/х «Групер» по данным дефектаций 2012, 2017 и 2025 гг. представлена на гистограммах (рис. 1 и рис. 2).

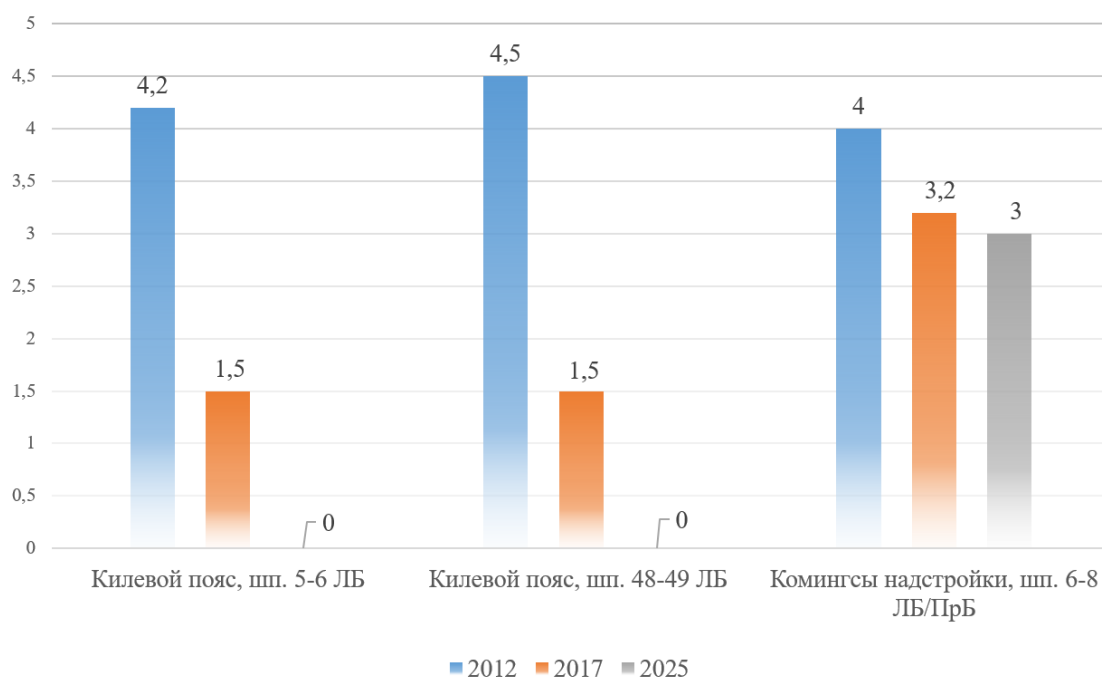


Рисунок 1 – Выборка остаточных толщин частей корпуса

На рисунке 1 представлены три наиболее показательные зоны: два устойчивых очага ускоренной коррозии на килевом поясе (шп. 5–6 левого борта и шп. 48–49 левого борта), а также комингсы надстроек (шп. 6–8 левого/правого борта). Килевой пояс в носовой оконечности (шп. 5–6 ЛБ) в 2012 году имел остаточную толщину 4,2 мм. К 2017 году, несмотря на предписанный ремонт, на этом участке зафиксировано сквозное коррозионное разъедание, что на гистограмме отражено условным значением 1,5 мм (фактически толщина стремится к нулю). К 2025 году ситуация не исправилась: элемент вновь требует замены, и для визуализации дефекта принято нулевое значение. Аналогичная, почти идентичная динамика наблюдается на кормовом участке килевого пояса (шп. 48–49 ЛБ): 4,5 мм в 2012 году, сквозное

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

разъедание в 2017 году (1,5 мм) и отсутствие восстановления к 2025 году (0 мм). Такое совпадение траекторий для двух независимых пространственно разнесенных зон однозначно указывает на системный характер проблемы: локальная скорость коррозии на килевом поясе достигает 0,15–0,20 мм/год, а метод ремонта дублерами, применявшийся (или предписывавшийся) в 2012 и 2017 годах, оказался полностью неэффективным. Коррозия под накладкой продолжала развиваться, и к моменту очередного освидетельствования дефект проявлялся вновь.

Принципиально иную картину демонстрируют комингсы надстроек (шп. 6–8). Проектная толщина этих элементов составляет всего 4,0 мм, что само по себе является фактором риска. В 2012 году средняя остаточная толщина комингсов находилась на уровне 3,2 мм (износ 20 %). К 2017 году, согласно доступным данным, контроль этих элементов не проводился (столбец остается на уровне 3,2 мм, что отражено на гистограмме как отсутствие динамики). Однако к 2025 году комингсы фиксируются со сквозным износом (фактическая толщина 3,0 мм при допуске 3,0 мм переходит в разряд негодных, на гистограмме – условное значение 3,0 мм). Обращает на себя внимание то, что абсолютная скорость коррозии здесь относительно невысока (около 0,03–0,05 мм/год), но из-за малой проектной толщины даже небольшое утонение переводит элемент в категорию «не годное». Комингсы являются классическим примером конструкций, которые при низкой интенсивности износа требуют повышенного внимания просто в силу исходного недостатка металла. Если бы эти элементы изначально имели проектные толщину 6–8 мм, они сохраняли бы работоспособность еще многие годы.

На рисунке 2 представлена динамика изменения относительного износа (в процентах от проектной толщины) для настила верхней палубы в наиболее деградировавшем районе 22–36 шпангоутов (пояс С3.1, левый борт) Согласно данным инструментального контроля 2012 г., остаточная толщина рассматриваемого элемента корпуса составляла 4,4 мм при проектной 7,0 мм, что соответствует износу 37 %. В связи с отсутствием данных замеров за 2017 г., оценка кинетики коррозионного износа базируется на интервале 2012–2025 гг. По состоянию на 2025 г. толщина уменьшилась до 4,0 мм (износ 43 %), а расчетная скорость равномерной коррозии составила 0,09 мм/год.



Рисунок 2 – Остаточные толщину комингсов надстройки

В отличие от килевого пояса, динамика утонения данного элемента носит выраженный линейный характер без локальных скачков. При этом фактическая остаточная толщина (4,0 мм)

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

существенно ниже минимально допустимой, регламентированной правилами классификационных обществ для средней части корпуса (5,5 мм, или $0,9 \cdot t_{пр}$).

Прогнозная оценка, выполненная на основе линейной аппроксимации (рис. 2), демонстрирует, что при сохранении текущей скорости коррозии и отсутствии мероприятий по восстановлению, к 2030 г. толщина конструкции снизится до 3,5 мм. Дальнейшая эксплуатация при таких параметрах невозможна из-за риска потери несущей способности под действием штатных нагрузок. Экстраполяция зависимости до условного предела полного исчерпания несущей способности (2,5 мм) указывает на 2034 г., однако фактическое несоответствие нормативным требованиям наступит значительно раньше.

Сопоставление данных, представленных на рисунках 1 и 2, выявляет два принципиально различных типа коррозионного износа конструкций. Первый тип (килевой пояс) характеризуется высокими локальными скоростями коррозии и рецидивирующим характером дефектов, обусловленным повторным возникновением повреждений после ремонтных вмешательств. Второй тип (настил палубы, комингсы) проявляется в виде равномерного утонения с относительно низкими скоростями, однако при малых исходных толщинах элементов или отсутствии ремонтных работ приводит к аналогичному результату – выходу параметров за допустимые пределы.

Оба типа динамики приводят к непригодному техническому состоянию конструкций, однако требуют дифференцированных подходов к управлению их работоспособностью. Для элементов с локально-интенсивным износом необходима полная вырезка дефектных участков с заменой на новые листовые конструкции. Для элементов с равномерно-прогрессирующим износом оптимальной стратегией является плановая превентивная замена при достижении определенного порога износа (25–30 % от проектной толщины), что позволяет предотвратить возникновение сквозных дефектов.

Выводы. Рекомендуется для судов аналогичного типа и возраста внедрить следующие меры:

- переход от ремонта дублерами к полной вырезке дефектных листов с вваркой вставок толщиной, равной проектной, с обязательной сертификацией сварочных работ и контролем качества неразрушающими методами;
- создание электронной карты износа с координатной привязкой каждого замера к шпангоуту, поясу и борту, что позволит вести регрессионный анализ по модели $t_{ост} = t_{пр} - k \cdot (T - T_0)$ с индивидуальными коэффициентами k для каждой зоны;
- проведение обязательного контроля состояния защитных покрытий и их восстановление в межремонтные периоды, особенно в зонах килевого пояса и в районе переменных ватерлиний;
- для настила палубы – усиление поясов, подверженных наибольшему износу (ходовые дорожки, зоны выкладки груза), путем наплавки износостойких слоев или установки дополнительных накладок. Если вышеуказанные рекомендации не будут выполнены в рамках ближайшего ремонта (2025–2026 гг.), судно с высокой вероятностью утратит класс уже к 2029 году (35-летний рубеж). При качественном ремонте с заменой всех дефектных зон и последующим мониторингом два раза в 5 лет ресурс может быть продлен до 40–42 лет (2034–2036 гг.). Полученные данные и выводы могут служить основой для разработки отраслевых методик продления срока службы малотоннажных судов обеспечения, эксплуатируемых в агрессивных средах.

Список использованной литературы:

1. Богатырева Е.В. Анализ методов оценки рисков в судостроительном производстве // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2021. № 4. С. 114-125. DOI: 10.47404/2619-0605_2021_4_114.
2. IACS Recommendation No. 87. Guidelines for coating maintenance & repairs for ballast tanks

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

and combined ballast/cofferdams // International Association of Classification Societies. 2016. 34 p.

3. Thuyet N.V., Ogunlana S.O., Dey P.K. Risk management in oil and gas construction projects in Vietnam // International Journal of Energy Sector. 2007. Vol. 1. № 2. P. 175-194.
4. Basuki M., Manfaat D., Nugroho S., Dinariyana A. Probabilistic risk assessment on the shipyard industry using the Bayesian method // International Journal of Technology. 2014. Vol. 5. No. 1. P. 88-97.
5. Dey P.K., Kinch J., Ogunlana S.O. Managing risk in software development projects: a case study // Industrial Management & Data Systems. 2007. Vol. 107. № 2. P. 284-303.
6. Правила освидетельствования судов в эксплуатации (ПОСЭ). М.: Российский Речной Регистр, 2019. 312 с.
7. Правила классификации и постройки морских судов. Т. 1. М.: Российское Классификационное Общество, 2020. 450 с.
8. ГОСТ Р ИСО 9712-2023. Контроль неразрушающий. Квалификация и сертификация персонала. М.: Стандартиформ, 2023. 48 с.
9. Акт дефектации № СТС-243686-17 элементов корпуса теплохода обеспечения «Групер». Новороссийск: Судовой Технический Центр, 2017. 26 с.
10. Данные дефектации т/х «Групер» за 2012 год. Архивные материалы. 2012. 40 с.

References:

1. Bogatyreva Ye.V. Analiz metodov otsenki riskov v sudostroitel'nom proizvodstve [Analysis of risk assessment methods in shipbuilding production]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kerch State Maritime Technological University], 2021, no. 4, pp. 114-125. (In Russian). DOI: 10.47404/2619-0605_2021_4_114.
2. IACS Recommendation No. 87. Guidelines for coating maintenance & repairs for ballast tanks and combined ballast/cofferdams. *International Association of Classification Societies*, 2016, 34 p. (In English).
3. Thuyet N.V., Ogunlana S.O., Dey P.K. Risk management in oil and gas construction projects in Vietnam. *International Journal of Energy Sector*, 2007, vol. 1, no. 2, pp. 175-194. (In English).
4. Basuki M., Manfaat D., Nugroho S., Dinariyana A. Probabilistic risk assessment on the shipyard industry using the Bayesian method. *International Journal of Technology*, 2014, vol. 5, no. 1, pp. 88-97. (In English).
5. Dey P.K., Kinch J., Ogunlana S.O. Managing risk in software development projects: a case study. *Industrial Management & Data Systems*, 2007, vol. 107, no. 2, pp. 284-303. (In English).
6. *Pravila osvidetel'stvovaniya sudov v ekspluatatsii* (POSE). Moscow, Rossiyskiy Rechnoy Registr Publ., 2019, 312 p. (In Russian).
7. *Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Vol. 1* [Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Vol. 1]. Moscow, Russian Classification Society Publ., 2020, 450 p. (In Russian).
8. *GOST R ISO 9712-2023. Kontrol' nerazrushayushchiy. Kvalifikatsiya i sertifikatsiya personala* [GOST R ISO 9712-2023. Non-destructive testing. Qualification and certification of personnel]. Moscow, Standartinform Publ., 2023, 48 p. (In Russian).
9. *Akt defektatsii № STTS-243686-17 elementov korpusa teplokhoda obespecheniya «Gruper»* [Defect Assessment Report № STS-243686-17 on the hull elements of the support vessel «Grouper»]. Novorossiysk, Sudovoy Tekhnicheskiy Tsentr Publ., 2017, 26 p. (In Russian).
10. *Dannyye defektatsii t/kh «Gruper» za 2012 god. Arkhivnyye materialy* [Defect assessment data for the m/v «Grouper»]. 2012, 40 p. (In Russian).

**Свиридов
Павел Сергеевич**

курсант 5-го курса специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
arev_66@mail.ru

Sviridov
Pavel Sergeevich

cadet of the 3rd year of the specialty "Operation of ship power plants"
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
arev_66@mail.ru

**Богатырева
Елена Владимировна**

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
arev_66@mail.ru

Bogatyreva
Elena Vladimirovna

Ph.D. (Engin.), Associate Professor of the Department of marine power plants
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
arev_66@mail.ru

Смерднов М.В., Ениватов В.В., Овчаренко И.К.

**ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ ДИАГНОСТИКА СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
УСТАНОВОК: ЗАРУБЕЖНЫЙ И ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ОПЫТ**

Аннотация. В статье рассмотрены современные подходы к интеллектуальной диагностике судовых энергетических установок. Проанализированы научные и отраслевые источники, включая промышленные решения Wärtsilä, WinGD и MAN, отечественные средства автоматизированной диагностики, проекты цифровых двойников и нейросетевые разработки. Основная часть научных публикаций посвящена судовым дизелям. Решения сопоставлены по виду технологии, степени интеграции с действующим оборудованием, уровню практической реализации и роли специалиста. Зарубежные разработки уже предлагаются как коммерческие сервисы эксплуатационного сопровождения, тогда как отечественный опыт преимущественно представлен отдельными диагностическими комплексами, технологиями цифрового моделирования и научными прототипами. В качестве перспективного направления выделена гибридная архитектура, объединяющая физические модели, эксплуатационные данные и методы машинного обучения. Определены условия её дальнейшей апробации на действующем флоте.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, искусственный интеллект, машинное обучение, техническая диагностика, цифровой двойник, обслуживание по состоянию, предиктивное обслуживание.

Smerdnov M.V., Enivatov V.V., Ovcharenko I.K.

**INTELLIGENT DIAGNOSTICS OF MARINE POWER PLANTS: INTERNATIONAL AND
RUSSIAN EXPERIENCE**

Abstract. The paper reviews current approaches to intelligent diagnostics of marine power plants. Twenty-six scientific and industry sources are analysed, including industrial solutions from Wärtsilä, WinGD and MAN, Russian automated diagnostic systems, digital-twin projects and neural-network-based developments. Most research publications address marine diesel engines; the broader plant level is represented by studies of propulsion systems, marine gas-turbine-engine digital modelling, lubricating-oil analysis and integrated self-diagnostic architectures. The solutions are compared by diagnostic technology, integration with operating equipment, stage of practical implementation and the role of the specialist. International solutions are already offered as commercial operational-support services, whereas Russian experience is represented mainly by individual diagnostic systems, industrial digital-modelling technologies and research prototypes. A hybrid architecture combining physics-based models, operational data and machine-learning methods is identified as a promising direction. Conditions for its subsequent validation on operating vessels are defined.

Keywords: marine power plant, artificial intelligence, machine learning, technical diagnostics, digital twin, condition-based maintenance, predictive maintenance.

Введение. Судовая энергетическая установка представляет собой комплекс взаимосвязанных механизмов и систем. Неисправность одного элемента редко проявляется только одним признаком: изменение температуры, давления или расхода обычно приходится оценивать вместе с режимом работы и поведением других параметров. Для эксплуатации поэтому важен не только факт выхода величины за установленный предел, но и понимание того, соответствует ли наблюдаемое изменение нормальному режиму или указывает на развитие дефекта.

Современные системы контроля и управления дают для такого анализа значительный объём исходных данных. На борту регистрируются частота вращения и нагрузка двигателя,

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

температуры выпускных газов, параметры наддува, смазки и охлаждения, расход топлива, характеристики турбокомпрессора и вспомогательные сигналы. Параметры рабочего процесса в цилиндрах в зависимости от оснащения получают непрерывно либо периодически средствами индицирования. Сами по себе эти массивы данных ещё не являются диагнозом. Практическая задача состоит в том, чтобы связать изменение нескольких параметров с режимом работы, оценить устойчивость отклонения и только после этого переходить к поиску причины.

В обзоре [1] методы диагностики судовых дизелей разделены на модельные, основанные на данных, экспертные и комбинированные. Работа [2] показывает другую сторону проблемы: публикаций по обнаружению неисправностей значительно больше, чем исследований, в которых решается задача прогноза дальнейшего изменения состояния. Для судовой эксплуатации это принципиальное различие. Обнаружить аномалию и обосновать срок дальнейшей безопасной работы механизма – разные диагностические задачи, предъявляющие разные требования к данным и проверке результата.

Штатная аварийно-предупредительная сигнализация отвечает на сравнительно простой вопрос: достиг ли контролируемый параметр установленной уставки. При ранней диагностике вопрос другой – почему меняется параметр и подтверждается ли это изменение другими признаками. До срабатывания сигнализации температура выпускных газов, давление наддува или расход топлива могут оставаться в допустимых пределах, хотя их взаимное изменение уже отличается от привычного для данного режима. Именно на этом участке между нормальной эксплуатационной изменчивостью и аварийной уставкой может быть полезен дополнительный аналитический контур.

Цель работы – сравнить зарубежный и отечественный опыт применения методов искусственного интеллекта, машинного обучения и цифровых моделей в диагностике СЭУ и определить, какие из рассмотренных решений уже работают как элемент эксплуатации, а какие остаются исследовательскими разработками. Отдельно оценивается место судового специалиста в формировании окончательного технического решения.

Материалы и методы исследования. Для научной части обзора отбирались публикации, где описаны объект диагностирования, исходные признаки и способ получения диагностического заключения. Так, V.T. Lamarinis и D.T. Hountalas использовали расчётную модель рабочего процесса для главного и вспомогательных дизелей [3]; J. Kowalski, B. Krawczyk и M. Woźniak решали задачу классификации пятнадцати состояний четырёхтактного дизеля по реальным данным [4]; F. Cipollini и соавторы исследовали обслуживание пропульсивной установки по состоянию [5], а X. Xu, Y. Lin и C. Ye – диагностику морского оборудования методами глубокого обучения [6]. Для коммерческих систем сведения о функциях и масштабе внедрения брались из материалов разработчиков и рассматривались именно как данные производителя, а не как независимое подтверждение эффективности.

Отдельно рассматривались решения, где статистическая обработка данных связана с физической моделью объекта. В проекте Propulsion Analytics и DNV заявлено совместное использование термодинамического моделирования и методов искусственного интеллекта при обслуживании по состоянию [7]. Публикация DNV [8] относится главным образом к мониторингу корпусных конструкций; в работе она использована только для иллюстрации принципа, при котором цифровая модель конкретного объекта уточняется по эксплуатационным данным.

Для сравнения разработок введена рабочая шкала из четырёх уровней: автоматизированная диагностика по заранее заданным моделям и правилам; исследовательская система машинного обучения; цифровой двойник или интеллектуальный алгоритм, прошедший промышленную апробацию; коммерческий сервис, постоянно работающий с данными действующего флота. Эта шкала не заменяет стандартные уровни технологической готовности. Она нужна только для того, чтобы не ставить в один ряд лабораторный алгоритм и сервис, включённый в реальный процесс технического

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

обслуживания. Дополнительно учитывались объект диагностики, состав данных и роль специалиста.

Такой порядок сравнения позволяет обсуждать не только используемый алгоритм. Для эксплуатации важнее, откуда поступают данные, как учитывается режим работы двигателя, кто проверяет результат и каким образом диагностическое заключение связано с обслуживанием. Именно по этим признакам в дальнейшем сопоставлялись зарубежные и отечественные решения.

Результаты исследования и их обсуждение.

Развитие методов диагностики от сигнализации к прогнозированию. В эксплуатации первым уровнем остаётся пороговый контроль. Его достоинство очевидно: при достижении установленной уставки система формирует предупредительный или аварийный сигнал, а при необходимости – защитное воздействие. Но медленно развивающееся отклонение может длительное время не приводить к пересечению порога. Поэтому следующий практический шаг – анализ тренда: механик оценивает, как параметр изменяется во времени и что происходит с ним при той же нагрузке, частоте вращения и состоянии связанных систем.

Автоматизированная диагностика добавляет к этому формализованные правила или расчётную модель. Несколько измеряемых величин рассматриваются совместно, после чего система может указать на нарушение топливоподачи, газообмена, компрессии либо другого процесса. Машинное обучение для этого не обязательно. Если причинно-следственные связи заданы физической моделью и экспертными правилами, система остаётся автоматизированной диагностикой, хотя внешне её результат может выглядеть так же, как результат интеллектуального алгоритма.

Методы машинного обучения становятся полезны там, где диагностический признак распределён между несколькими каналами и плохо описывается одной уставкой. Для дизеля это могут быть нагрузка и частота вращения, максимальное давление сгорания, давление конца сжатия, среднее индикаторное давление, температуры выпускных газов по цилиндрам, давление наддува, индекс подачи топлива, частота вращения турбокомпрессора и другие параметры. Работы [4, 6] показывают возможность многоклассового распознавания состояний по совокупности таких признаков. Однако для эксплуатации важен не только процент правильной классификации: алгоритм должен сохранять работоспособность при изменении режима и на данных конкретного двигателя.

Прогнозирование состояния предъявляет ещё более жёсткие требования. Речь идёт уже не о распознавании текущего дефекта, а об оценке его развития и интервала до проверки или обслуживания. Исследование [5] рассматривает такой переход применительно к обслуживанию пропульсивной установки по состоянию. При этом диагностический прогноз не отменяет требований изготовителя, судовладельца и классификационного общества. Он может использоваться как дополнительное основание для планирования работ только после проверки устойчивости модели и подтверждения её результатов во время эксплуатации [2, 5].

Обобщённая эволюция средств диагностики представлена на рисунке 1.

Зарубежные промышленные решения. В открытых материалах зарубежных производителей прослеживается общий переход от отдельного диагностического алгоритма к сервису сопровождения. На борту формируются эксплуатационные данные, далее они поступают на цифровую платформу, а полученный алгоритмом результат рассматривается специалистом производителя. Поэтому при сравнении Wärtsilä, WinGD и MAN важно учитывать не только применённый метод анализа, но и весь путь от датчика до рекомендации экипажу.

В Wärtsilä Expert Insight используется автоматическое обнаружение аномалий в эксплуатационных данных [9]. Показателен опубликованный производителем случай танкера Aurora Spirit. В декабре 2020 г. система зарегистрировала нетипичное изменение давления смазочного масла на входе турбокомпрессора.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)



Рисунок 1 – Эволюция средств диагностики судовой энергетической установки

После проверки на борту и дополнительного анализа специалистами Wärtsilä была подтверждена неисправность подшипника на компрессорной стороне турбокомпрессора [10]. Этот пример показывает организацию диагностического процесса: алгоритм зафиксировал отклонение, но причина была установлена только после инженерной проверки. Количественную эффективность сервиса по одному такому примеру оценить нельзя.

WinGD Integrated Digital Expert (WiDE) построен иначе. Для конкретного главного двигателя формируется цифровая модель, в которой учитываются его конфигурация, настройки, результаты заводских приёмочных и ходовых испытаний [11]. Текущие параметры сравниваются не с одной постоянной уставкой, а с ожидаемым поведением этого двигателя при соответствующем режиме. Такое сравнение особенно важно для параметров, существенно зависящих от нагрузки.

На танкере Energy Triumph система WiDE проходила пилотную эксплуатацию с использованием термодинамической модели, инженерных знаний и методов машинного обучения [12]. Затем WinGD совместно с Bernhard Schulte Shipmanagement начала отрабатывать прогнозное обслуживание цилиндровых втулок, поршневых колец, выпускных клапанов, топливных насосов и форсунок с оценкой остаточного ресурса. По сведениям разработчика, к моменту публикации WiDE была установлена более чем на 200 судах [13]. Здесь принципиально то, что статистическая обработка встроена в модель конкретного двигателя и в процедуру технического сопровождения.

В MAN PrimeServ Assist аналитика также работает как часть сервисного контура. Платформа MAN CEON собирает данные двигателей, турбин и компрессоров; для выявления отклонений применяются методы машинного обучения и искусственного интеллекта. Полученный результат контролируется специалистами MAN, после чего для эксплуатации формируется рекомендация [14]. В материалах компании отдельно указаны мониторинг оборудования в реальном времени и раннее выявление неисправностей средствами машинного обучения [15].

Таким образом, три рассмотренных решения различаются технической реализацией, но совпадают в одном: автоматический анализ не завершает диагностику. Между обнаружением отклонения и техническим вмешательством остаются проверка данных, инженерная

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

интерпретация и решение ответственного специалиста. Именно включённость этих операций в постоянный сервис отличает промышленное решение от отдельного исследовательского классификатора.

Отечественный опыт от автоматизированной диагностики к цифровым двойникам. Отечественное направление имеет иную структуру зрелости. В открытых источниках значительно меньше подробно описанных примеров длительной эксплуатации сервисов на основе искусственного интеллекта непосредственно на коммерческом флоте, сопоставимых с Wärtsilä Expert Insight или WinGD WiDE. Вместе с тем в России сформированы отдельные компоненты такой технологии: приборная диагностика рабочего процесса, специализированные программные комплексы, цифровые двойники энергетического оборудования и научные нейросетевые методы.

Одним из наиболее масштабных открыто описанных отечественных проектов цифрового моделирования морского энергетического оборудования является проект СПБПУ Петра Великого, выполненный по заказу Минпромторга России для ПАО «ОДК-Сатурн». В 2021-2023 гг. разработана экспериментальная технология создания цифрового двойника морского газотурбинного двигателя и редуктора. По данным СПБПУ, подготовлено 384 компьютерные модели, проведено 1839 виртуальных испытаний, создан цифровой двойник морского ГТД, а единая цифровая среда внедрена в процессы предприятия [16].

При интерпретации данного проекта важно не смешивать различные области применения цифрового двойника. Опубликованные материалы СПБПУ прежде всего описывают проектирование, виртуальные испытания, управление моделями и цифровое сопровождение изделия. Это не полностью идентичный эксплуатационный сервис непрерывной диагностики действующего судна. Однако созданная модель является важной технологической основой для последующего перехода к сопровождению изделия по данным его жизненного цикла.

Непосредственно в области дизельных двигателей в России применяются комплексы автоматизированной диагностики. КДН «Магистраль» ООО «Техтранс-Д» предназначен в том числе для судовых дизелей и использует параметры рабочего процесса для оценки состояния цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и органов газообмена [17]. В открытом описании сделан акцент на диагностических моделях и автоматическом распознавании дефектов, поэтому корректнее рассматривать систему как развитую автоматизированную диагностику, а не автоматически относить её к машинному обучению.

Значимость такого технологического фундамента подтверждается и отечественными обзорными работами. А.В. Троицкий рассматривает современные системы мониторинга рабочего процесса судовых дизелей и показывает, что по форме индикаторных диаграмм и связанным параметрам могут быть выявлены нарушения топливоподачи, газообмена, компрессии и другие характерные неисправности [18]. Следовательно, для перехода к интеллектуальной диагностике уже существует сформированная предметная база признаков, отражающих физику рабочего процесса.

В научных исследованиях российских морских вузов методы искусственного интеллекта рассматриваются непосредственно. А.И. Епихиным предложен вариант диагностики главного двигателя СЭУ на основе многослойных нейронных сетей и гибридных бортовых алгоритмов контроля [19]. В работе O.N. Volintiru, M.-V. Vasilescu, I.C. Scurtu, А.И. Епихина и М.А. Модиной изложен общий алгоритм построения диагностического цифрового двойника на примере промышленного робота [20]. К судовой энергетической установке этот пример непосредственно не относится и используется здесь только как методическая схема взаимодействия цифровой модели с физическим объектом.

Дальнейшее развитие этой линии представлено работой O.N. Volintiru и соавторов, посвящённой цифровым двойникам элементов судовой энергетической установки. Авторы рассматривают объединение физических и аналитических моделей с временными архивами эксплуатационных параметров и предлагают формализацию цифрового двойника судового

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

двигателя внутреннего сгорания [21].

В 2025 г. Д.В. Кайтаном и А.Н. Минаевым предложена архитектура комплексной самодиагностики СЭУ на основе гибридных нейро-нечётких моделей. Предусмотрены получение данных от главного двигателя, дизель-генераторов, теплообменного оборудования, топливной и масляной систем, классификация технических состояний и прогнозирование отказов [22]. Авторы прямо указывают необходимость дальнейшей стендовой и натурной апробации, поэтому данное решение следует оценивать как перспективную научную архитектуру, а не как уже массово применяемый судовой сервис.

Отдельное направление связано с использованием дополнительных диагностических сред. В.В. Игониным рассмотрено применение методов машинного обучения и обработки изображений для оценки состояния моторного масла судовых дизелей [23]. Такой подход показывает, что будущая интеллектуальная система может объединять не только штатные параметры автоматизации, но и результаты анализа масла, вибрации, изображений и других источников информации.

Термин «цифровой двойник» требует точного употребления. В соответствии с ГОСТ Р 57700.37-2021 цифровой двойник предполагает цифровую модель конкретного изделия и двустороннюю информационную связь с физическим объектом [24]. Поэтому статическая трёхмерная модель или набор расчётных данных без актуализируемой связи с конкретным оборудованием не должны обозначаться как эксплуатационный цифровой двойник.

Систематический обзор 169 работ по диагностике судовых дизелей показал доминирование методов, основанных на данных, при сохраняющемся дефиците эксплуатационных наборов с реальными отказами и открытых выборок [25]. В исследовании Т. Kirketerp-Møller и соавторов использованы размеченные данные реальных случаев задиров в двухтактных судовых дизелях на двух судах. Моделирование ожидаемого поведения позволило прогнозировать опасные состояния, однако переносимость модели между судами оказалась ограниченной [26]. Высокая точность на одном объекте, таким образом, не подтверждает готовность диагностической модели к применению на всём флоте.

Сопоставление основных классов методов приведено в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнительная характеристика подходов к диагностике СЭУ

Подход	Источник решения	Основное преимущество	Основное ограничение	Характерный результат
Пороговый контроль	Заданные пределы	Простота и однозначность	Позднее выявление медленных отклонений	Предупредительный или аварийный сигнал
Модельная диагностика	Физическая модель	Инженерная объяснимость	Требуется адекватная модель объекта	Оценка отклонения рабочего процесса
Методы, основанные на данных	Эксплуатационные данные	Выявление сложных закономерностей	Зависимость от качества и полноты данных	Классификация аномалий и дефектов
Цифровой двойник	Цифровая модель объекта + данные + двусторонняя связь	Учёт индивидуальных особенностей оборудования	Высокие требования к валидации и интеграции	Сравнение фактического и ожидаемого состояния
Гибридный подход	Физическая модель + данные + экспертная оценка	Баланс точности и объяснимости	Сложность разработки и сопровождения	Диагностика, прогноз и рекомендация

Сравнение степени практической реализации. Сопоставление по принятой классификации выявило различие прежде всего в степени интеграции решений с действующим флотом. Wärtsilä, WinGD и MAN относятся к уровню коммерческого

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

эксплуатационного сопровождения: диагностическая аналитика встроена в сервис производителя и работает с данными конкретного оборудования. Российские разработки представлены на нескольких уровнях — от промышленно выпускаемой автоматизированной диагностики до цифрового моделирования и исследовательских нейросетевых архитектур. Основное различие состоит в степени объединения этих технологий в непрерывный эксплуатационный контур.

По открытым источникам нельзя обоснованно говорить об отсутствии отечественных решений. Более точный вывод состоит в том, что для российской практики недостаточно опубликованных данных о длительной работе интегрированных интеллектуальных диагностических систем на коммерческих судах. Именно натурная апробация, сопоставление прогнозов с результатами осмотров и ремонтов и публикация воспроизводимых показателей точности должны стать следующим этапом.

Основные решения и их уровень реализации приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Сопоставление зарубежных и отечественных решений

Решение	Объект	Ключевая технология	Уровень реализации	Роль специалиста
Wärtsilä Expert Insight	Судовые двигатели	Обнаружение аномалий методами ИИ + экспертная диагностика	Коммерческий эксплуатационный сервис	Подтверждение и рекомендация
WinGD WiDE	Главный судовой двигатель	Индивидуальный цифровой двойник + машинное обучение + физическая модель	Эксплуатация на флоте; развитие прогнозного ТО	Интерпретация и обслуживание
MAN PrimeServ Assist / CEON	Двигатели, турбины, компрессоры	Машинное обучение и ИИ + непрерывный удалённый мониторинг	Коммерческий эксплуатационный сервис	Постоянный экспертный контроль
КДН «Магистраль»	Дизельные двигатели	Автоматизированные диагностические модели	Промышленно выпускаемый комплекс	Анализ результатов и регулировка
ОДК-Сатурн / СПБПУ	Морской ГТД и редуктор	Цифровой двойник, виртуальные испытания	Промышленно внедрённая технология проектирования	Инженерное сопровождение
ГМУ им. адм. Ф.Ф. Ушакова	Главный двигатель / СЭУ	Нейронные сети, цифровые двойники	Научные исследования и модели	Предусматривается
ДВФУ	Комплекс СЭУ	Гибридная нейро-нечёткая система	Научная архитектура	Предусматривается

Эксплуатационная интерпретация диагностических данных. Роль судового механика хорошо видна уже в опубликованном примере Wärtsilä: обнаружение отклонения и установление причины оказались разными этапами [10]. Такой же принцип следует из описания MAN PrimeServ Assist, где результаты аналитики контролируются специалистами [14]. Для судовой эксплуатации это закономерно. Алгоритм может обратить внимание на нетипичное изменение параметров, но решение о проверке, регулировке, снижении мощности или выводе механизма из работы принимает ответственный специалист.

Рассмотрим типичную для дизеля ситуацию: температура выпускных газов одного цилиндра изменилась относительно остальных. Само отклонение ещё не указывает однозначно на неисправность. Сначала необходимо учесть нагрузку и частоту вращения, затем проверить устойчивость различия между цилиндрами и исправность измерительного канала. После этого имеет смысл сопоставлять температуру с максимальным давлением сгорания, давлением конца сжатия, средним индикаторным давлением, индексом подачи топлива и параметрами наддува. Уже сочетание этих признаков позволяет различать возможные нарушения топливоподачи, газообмена, компрессии или работы выпускного клапана. В такой

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

последовательности интеллектуальный алгоритм полезен как средство отбора и сопоставления признаков, но не освобождает от проверки исходных измерений и подтверждения дефекта.

Отсюда следует первое ограничение – качество данных. Дрейф характеристики датчика, пропуски, различная частота регистрации каналов или нарушение синхронизации способны сформировать ложное сочетание признаков. В этом случае более сложная модель не исправляет исходную ошибку, а лишь обрабатывает её. Поэтому метрологический контроль и подготовка данных должны рассматриваться как часть диагностической системы, а не как вспомогательная процедура перед запуском алгоритма.

Второе ограничение связано с режимом. Для исправного двигателя температура выпускных газов, давление наддува и расход топлива меняются вместе с нагрузкой. Если модель обучалась на узком диапазоне режимов, нормальный переходный процесс может оказаться для неё «аномальным». Один из способов уменьшить этот риск – сравнивать фактическое состояние с расчётным или статистически ожидаемым состоянием именно для текущего режима. Такой подход используется в решениях, сочетающих физическую модель и эксплуатационные данные [7, 11].

Есть и ограничение, которое нельзя устранить одной предварительной обработкой: реальных размеченных отказов мало. Исправный двигатель даёт длительные архивы, тогда как тяжёлые дефекты редки и далеко не всегда сопровождаются полным набором синхронных измерений. На эту проблему указывают обзоры [2, 25]. Стендовые данные и синтетические выборки полезны для разработки, но окончательный вопрос – будет ли модель работать на другом судне и при другой истории эксплуатации – решается только натурной проверкой. Работа [26] на реальных данных двухтактных дизелей показывает, что переносимость между судами действительно остаётся ограничением.

Форма выдачи результата также имеет эксплуатационное значение. Для механика недостаточно сообщения об аномалии или численной вероятности класса. Нужны исходные признаки: какой параметр изменился, с чем он сравнивался, какие связанные параметры подтверждают отклонение и что следует проверить на месте. Чем критичнее оборудование, тем важнее возможность проследить такую цепочку от измерения до рекомендации.

Отдельный вопрос возникает при передаче данных на берег. Удалённая аналитика требует сетевого обмена с судовой автоматикой, поэтому диагностический контур должен быть отделён от функций управления, а доступ к данным – контролироваться. В рамках настоящего обзора кибербезопасность подробно не рассматривается, однако для промышленного внедрения её нельзя исключать из требований к архитектуре системы.

Предлагаемая схема интеллектуальной диагностики. С учётом рассмотренных ограничений диагностический процесс целесообразно строить в той же последовательности, в которой инженер проверяет отклонение на практике. Сначала система получает и контролирует исходные данные, затем определяет режим работы и рассчитывает ожидаемое состояние. После этого оценивается остаточное отклонение, формируются возможные причины и перечень проверок. Окончательное заключение появляется только после инженерного подтверждения. Такой порядок позволяет использовать разные методы на разных этапах и не требует одного универсального алгоритма для всей СЭУ.

Физическая модель или валидированный цифровой двойник в этой схеме нужны прежде всего для учёта режима. Методы машинного обучения могут работать уже с отклонением фактических параметров от ожидаемых, анализировать их совместное изменение и выделять сочетания, которые трудно описать набором фиксированных правил. Результаты [26] подтверждают работоспособность подхода с моделированием ожидаемого поведения на реальных данных, но одновременно показывают, что модель необходимо проверять при переносе на другой объект. Следовательно, для судовой диагностики важна не только точность алгоритма на исходной выборке, но и устойчивость результата после смены судна или режима эксплуатации.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Обобщённая архитектура показана на рисунке 2.



Рисунок 2 – Обобщённая архитектура интеллектуальной диагностики судовой энергетической установки

После осмотра или ремонта диагностический цикл не должен заканчиваться. Фактический результат дефектации необходимо связывать с тем массивом параметров, по которому был сформирован прогноз. Подтверждённые и опровергнутые случаи образуют наиболее ценную для конкретного двигателя выборку. Если на её основе изменяется алгоритм, новая версия требует повторной валидации; автоматическое дообучение без контроля для критически важного оборудования представляется неоправданным.

Для отечественного флота такая схема может внедряться поэтапно. На первом этапе требуется обеспечить сопоставимый сбор и синхронизацию архивов. Далее штатные параметры целесообразно объединять с результатами индикаторной, вибрационной и трибологической диагностики там, где такие данные доступны. Только после этого имеет смысл оценивать физические модели и алгоритмы, основанные на данных, в едином диагностическом контуре. Проверка должна проводиться на ограниченной группе судов с обязательным сопоставлением прогнозов с результатами осмотров и ремонта.

Эффект от такой системы следует оценивать по эксплуатационным показателям: числу ложных сообщений, доле своевременно подтверждённых дефектов, устойчивости работы при смене режима, точности прогноза и влиянию на объём незапланированных ремонтов. Пока эти показатели не подтверждены на действующем оборудовании, корректнее говорить об исследовательской или опытно-промышленной стадии применения соответствующего решения.

Выводы. По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Зарубежные сервисы Wärtsilä, WinGD и MAN показывают, что интеллектуальная диагностика уже используется в сопровождении действующего оборудования. При этом опубликованные эксплуатационные примеры в основном принадлежат самим разработчикам, поэтому они характеризуют практику применения, но не заменяют независимую оценку

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

эффективности.

2. Для судового дизеля ключевой задачей является отделение неисправности от нормального изменения параметров при смене режима. Наиболее обоснованной представляется схема, в которой фактические данные сравниваются с ожидаемым состоянием конкретного двигателя, а машинное обучение используется для анализа возникающих отклонений.

3. В российской практике уже имеются необходимые отдельные элементы: комплексы автоматизированной диагностики дизелей, технологии цифрового моделирования морского энергетического оборудования и исследования нейросетевых и нейро-нечётких методов. По открытым данным слабее представлена длительная натурная проверка интегрированных систем на коммерческих судах.

4. Эксплуатационная пригодность интеллектуальной диагностики определяется не только точностью классификатора. Необходимы контроль измерительных каналов, учёт режима, объяснимая связь между признаками и предполагаемым дефектом, а также процедура инженерного подтверждения результата.

5. Дальнейшая работа должна быть сосредоточена на натурной апробации: оценке ложных срабатываний, чувствительности к режиму, переносимости между однотипными объектами и сопоставлении прогнозов с фактическими результатами дефектации и ремонта. При такой постановке искусственный интеллект становится частью диагностического инструментария судового механика, а ответственность за техническое решение сохраняется за специалистом.

Список использованной литературы:

1. Lv Y., Yang X., Li Y., Liu J., Li S. Fault detection and diagnosis of marine diesel engines: A systematic review // *Ocean Engineering*. 2024. Vol. 294. Art. 116798. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2024.116798.
2. Velasco-Gallego C., Navas De Maya B., Matutano Molina C., Lazakis I., Cubo Mateo N. Recent advancements in data-driven methodologies for the fault diagnosis and prognosis of marine systems: A systematic review // *Ocean Engineering*. 2023. Vol. 284. Art. 115277. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115277.
3. Lamaris V.T., Hountalas D.T. A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines - Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel // *Energy Conversion and Management*. 2010. Vol. 51. P. 740-753. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.10.031.
4. Kowalski J., Krawczyk B., Woźniak M. Fault diagnosis of marine 4-stroke diesel engines using a one-vs-one extreme learning ensemble // *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2017. Vol. 57. P. 134-141. DOI: 10.1016/j.engappai.2016.10.015.
5. Cipollini F., Oneto L., Coraddu A., Murphy A.J., Anguita D. Condition-based maintenance of naval propulsion systems: Data analysis with minimal feedback // *Reliability Engineering & System Safety*. 2018. Vol. 177. P. 12-23. DOI: 10.1016/j.ress.2018.04.015.
6. Xu X., Lin Y., Ye C. Fault diagnosis of marine machinery via an intelligent data-driven framework // *Ocean Engineering*. 2023. Vol. 289. Art. 116302. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.116302.
7. Propulsion Analytics and DNV join forces on Condition Based Maintenance ship application // DNV. 2021. URL: <https://www.dnv.com/news/2021/propulsion-analytics-and-dnv-join-forces-on-condition-based-maintenance-ship-application-199552/> (дата обращения: 13.08.2026).
8. Digital twins and sensor monitoring // DNV. URL: <https://www.dnv.com/expert-story/maritime-impact/Digital-twins-and-sensor-monitoring/> (дата обращения: 13.09.2026).
9. Wärtsilä Expert Insight service. URL: <https://www.wartsila.com/marine/services/lifecycle-agreements/expert-insight-service> (дата обращения: 13.08.2026).
10. Wärtsilä. Aurora Spirit: Spotting problems before they occur with Wärtsilä Expert Insight. 2021. URL: <https://www.wartsila.com/insights/case-study/aurora-spirit> (дата обращения: 13.08.2026).

13.08.2026).

11. WinGD. Digital Solutions. WinGD Integrated Digital Expert (WiDE). URL: <https://wingd.com/products-solutions/digital-solutions> (дата обращения: 13.08.2026).
12. WinGD WiDE Pilot Project commended for industry impact. 2019. URL: <https://wingd.com/news-media/news/wingd-wide-pilot-project-commended-for-industry-impact/> (дата обращения: 13.08.2026).
13. WinGD targets predictive maintenance in cooperation with Bernhard Schulte Shipmanagement. 2023. URL: <https://wingd.com/news-media/news/wingd-targets-predictive-maintenance-in-cooperation-with-bernhard-schulte-shipmanagement> (дата обращения: 13.08.2026).
14. MAN Energy Solutions. PrimeServ Assist marine monitoring and advisory service. URL: <https://www.man-es.com/services/strategic-expertise/digitalization/primeserv-assist/1> (дата обращения: 13.08.2026).
15. MAN Energy Solutions and Amazon Web Services collaborate to drive digital transformation in the marine industry. 2022. URL: <https://www.man-es.com/marine/strategic-expertise/digitization/man-ceon/2022/04/13/man-energy-solutions-and-amazon-web-services-collaborate-to-drive-digital-transformation-in-the-marine-industry> (дата обращения: 13.08.2026).
16. Цифровой двойник морского газотурбинного двигателя: завершение проекта // Центр НТИ СПбПУ «Новые производственные технологии». 2023. URL: https://nticenter.spbstu.ru/nti_projects/129 (дата обращения: 13.08.2026).
17. Комплекс диагностики и настройки дизелей КДН «Магистраль» // ООО «Техтранс-Д». URL: <https://tehtrans-d.ru/catalog/tretja-kategorija/kompleks-dagnostiki-i-nastrojki-dizelej-kdn-magistral.html> (дата обращения: 13.08.2026).
18. Троцкий А.В. Неисправности судовых дизелей, диагностируемые современными системами мониторинга их рабочего процесса // Морские технологии: проблемы и решения - 2024: материалы научно-практической конференции. Керчь, 2024. С. 109-111.
19. Епихин А.И. Реализация гибридных бортовых алгоритмов контроля в диагностике главного двигателя СЭУ с использованием современных устройств // Эксплуатация морского транспорта. 2021. № 1 (98). С. 58-64. DOI: 10.34046/aumsuomt98/9.
20. Volintiru O.N., Vasilescu M.-V., Scurtu I.C., Epikhin A.I., Modina M.A. Using a digital twin for diagnostics of technical systems // Эксплуатация морского транспорта. 2022. № 3 (104). Р. 112-115. DOI: 10.34046/aumsuomt104/17.
21. Volintiru O.N., Епихин А.И., Тория Т.Г., Модина М.А., Шкода В.В., Ермоленко М.А., Иванов О.В. Цифровые двойники элементов судовой энергетической установки - как инструмент для комплексного моделирования технологических процессов // Эксплуатация морского транспорта. 2023. № 1 (106). С. 198-203. DOI: 10.34046/aumsuomt106/33.
22. Кайтан Д.В., Минаев А.Н. Комплексная система самодиагностики судовой энергетической установки на основе нейросетевых технологий // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2025. № 4 (65). С. 78-82. DOI: 10.24866/2227-6858/2025-4/78-82.
23. Игонин В.В. Анализ моторных масел с применением методов машинного обучения // Морские технологии: проблемы и решения - 2024: материалы научно-практической конференции. Керчь, 2024. С. 65-68.
24. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. М.: Российский институт стандартизации, 2021.
25. Zhang Y., Fu Y., Yang H., Yi P., Huang S., Wang X., Li S., Zhao F., Chen R., Li T. Fault detection and diagnosis of marine diesel engines: A systematic review of fault taxonomies, data acquisition and generation pathways, and diagnostic approaches // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2026. OnlineFirst. DOI: 10.1177/09544089261472979.
26. Kirketerp-Møller T., Hyldgaard M.W., Cai J., Dodis A.-I., Malý Rytter N.G. Data-driven

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

predictive maintenance for two-stroke marine diesel engines using machine learning and MLOps
// Journal of Ocean Engineering and Science. 2026. Vol. 11, № 1. P. 278-296. DOI:
10.1016/j.joes.2025.11.011.

References:

1. Lv Y., Yang X., Li Y., Liu J., Li S. Fault detection and diagnosis of marine diesel engines: A systematic review. *Ocean Engineering*, 2024, vol. 294, art. 116798. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2024.116798.
2. Velasco-Gallego C., Navas De Maya B., Matutano Molina C., Lazakis I., Cubo Mateo N. Recent advancements in data-driven methodologies for the fault diagnosis and prognosis of marine systems: A systematic review. *Ocean Engineering*, 2023, vol. 284, art. 115277. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115277.
3. Lamaris V.T., Hountalas D.T. A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines - Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel. *Energy Conversion and Management*, 2010, vol. 51, pp. 740-753. (In English). DOI: 10.1016/j.enconman.2009.10.031.
4. Kowalski J., Krawczyk B., Woźniak M. Fault diagnosis of marine 4-stroke diesel engines using a one-vs-one extreme learning ensemble. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 2017, vol. 57, pp. 134-141. (In English). DOI: 10.1016/j.engappai.2016.10.015.
5. Cipollini F., Oneto L., Coraddu A., Murphy A.J., Anguita D. Condition-based maintenance of naval propulsion systems: Data analysis with minimal feedback. *Reliability Engineering & System Safety*, 2018, vol. 177, pp. 12-23. (In English). DOI: 10.1016/j.res.2018.04.015.
6. Xu X., Lin Y., Ye C. Fault diagnosis of marine machinery via an intelligent data-driven framework. *Ocean Engineering*, 2023, vol. 289, art. 116302. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.116302.
7. *Propulsion Analytics and DNV join forces on Condition Based Maintenance ship application*. DNV, 2021. (In English). Available at: <https://www.dnv.com/news/2021/propulsion-analytics-and-dnv-join-forces-on-condition-based-maintenance-ship-application-199552/> (accessed 13.08.2026).
8. *Digital twins and sensor monitoring*. DNV. (In English). Available at: <https://www.dnv.com/expert-story/maritime-impact/Digital-twins-and-sensor-monitoring/> (accessed 13.09.2026).
9. *Wärtsilä Expert Insight service*. (In English). Available at: <https://www.wartsila.com/marine/services/lifecycle-agreements/expert-insight-service> (accessed 13.08.2026).
10. *Wärtsilä. Aurora Spirit: Spotting problems before they occur with Wärtsilä Expert Insight*. 2021. (In English). Available at: <https://www.wartsila.com/insights/case-study/aurora-spirit> (accessed 13.08.2026).
11. *WinGD. Digital Solutions. WinGD Integrated Digital Expert (WiDE)*. (In English). Available at: <https://wingd.com/products-solutions/digital-solutions> (accessed 13.08.2026).
12. *WinGD WiDE Pilot Project commended for industry impact*. 2019. (In English). Available at: <https://wingd.com/news-media/news/wingd-wide-pilot-project-commended-for-industry-impact/> (accessed 13.08.2026).
13. *WinGD targets predictive maintenance in cooperation with Bernhard Schulte Shipmanagement*. 2023. (In English). Available at: <https://wingd.com/news-media/news/wingd-targets-predictive-maintenance-in-cooperation-with-bernhard-schulte-shipmanagement> (accessed 13.08.2026).
14. *MAN Energy Solutions. PrimeServ Assist marine monitoring and advisory service*. (In English). Available at: <https://www.man-es.com/services/strategic-expertise/digitalization /primeserv-assist/1> (accessed 13.08.2026).
15. *MAN Energy Solutions and Amazon Web Services collaborate to drive digital transformation in the marine industry*. 2022. (In English). Available at: <https://www.man-es.com/marine/strategic->

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

expertise/digitization/man-ceon/2022/04/13/man-energy-solutions-and-amazon-web-services-collaborate-to-drive-digital-transformation-in-the-marine-industry (accessed 13.08.2026).

16. Tsifrovoy dvoynik morskogo gazoturbinnogo dvigatelya: zavershenie proekta [Digital twin of a marine gas turbine engine: project completion]. *Tsentr NTI SPbPU «Novye proizvodstvennyye tekhnologii»* [SPbPU NTI Center “Advanced Manufacturing Technologies”]. 2023. (In Russian). Available at: https://nticenter.spbstu.ru/nti_projects/129 (accessed 13.08.2026).
17. Kompleks diagnostiki i nastroyki dizeley KDN «Magistral» [KDN Magistral diesel diagnostics and adjustment system]. *ООО «Tekhtrans-D»* [Tekhtrans-D LLC]. (In Russian). Available at: <https://tehtrans-d.ru/catalog/tretja-kategorija/kompleks-diagnostiki-i-nastroyki-dizelej-kdn-magistral.html> (accessed 13.08.2026).
18. Troitskiy A.V. Neispravnosti sudovykh dizeley, diagnostiruemye sovremennymi sistemami monitoringa ikh rabocheho protsessa [Marine diesel faults diagnosed by modern working-process monitoring systems]. *Materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Morskiye tekhnologii: problemy i resheniya – 2024»* [Proceedings of the Scientific and Practical Conference “Marine Technologies: Problems and Solutions – 2024”]. Kerch, 2024, pp. 109-111. (In Russian).
19. Epikhin A.I. Realizatsiya gibridnykh bortovykh algoritmov kontrolya v diagnostike glavnogo dvigatelya SEU s ispolzovaniem sovremennykh ustroystv [Implementation of hybrid onboard monitoring algorithms in marine main engine diagnostics using modern devices]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of Marine Transport], 2021, no. 1 (98), pp. 58-64. DOI: 10.34046/aumsuomt98/9. (In Russian).
20. Volintiru O.N., Vasilescu M.-V., Scurtu I.C., Epikhin A.I., Modina M.A. Using a digital twin for diagnostics of technical systems. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of Maritime Transport], 2022, no. 3 (104), pp. 112-115. (In English). DOI: 10.34046/aumsuomt104/17.
21. Volintiru O.N., Epikhin A.I., Toriya T.G., Modina M.A., Shkoda V.V., Ermolenko M.A., Ivanov O.V. Tsifrovyye dvoyniki elementov sudovoy energeticheskoy ustanovki - kak instrument dlya kompleksnogo modelirovaniya tekhnologicheskikh protsessov [Digital twins of ship power plant elements as a tool for complex modeling of technological processes]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of Maritime Transport], 2023, no. 1 (106), pp. 198-203. (In Russian). DOI: 10.34046/aumsuomt106/33.
22. Kaytan D.V., Minaev A.N. Kompleksnaya sistema samodiagnostiki sudovoy energeticheskoy ustanovki na osnove neyrosetevykh tekhnologiy [Comprehensive self-diagnosis system for marine power plants based on neural network technologies]. *Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta* [Bulletin of the School of Engineering of Far Eastern Federal University], 2025, no. 4 (65), pp. 78-82. DOI: 10.24866/2227-6858/2025-4/78-82. (In Russian).
23. Igonin V.V. Analiz motornykh masel s primeneniem metodov mashinnogo obucheniya [Analysis of engine oils using machine-learning methods]. *Materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Morskiye tekhnologii: problemy i resheniya – 2024»* [Proceedings of the Scientific and Practical Conference “Marine Technologies: Problems and Solutions – 2024”]. Kerch, 2024, pp. 65-68. (In Russian).
24. GOST R 57700.37-2021. Komp'yuternyye modeli i modelirovaniye. Tsifrovyye dvoyniki izdeliy. Obshchiye polozheniya [State Standard R 57700.37-2021. Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions]. Moscow, Russian Institute for Standardization Publ., 2021. (In Russian).
25. Zhang Y., Fu Y., Yang H., Yi P., Huang S., Wang X., Li S., Zhao F., Chen R., Li T. Fault detection and diagnosis of marine diesel engines: A systematic review of fault taxonomies, data acquisition and generation pathways, and diagnostic approaches. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2026, OnlineFirst. (In English). DOI: 10.1177/09544089261472979.
26. Kirketerp-Møller T., Hyldgaard M.W., Cai J., Dodis A.-I., Malý Rytter N.G. Data-driven

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

predictive maintenance for two-stroke marine diesel engines using machine learning and MLOps.
Journal of Ocean Engineering and Science, 2026, vol. 11, no. 1, pp. 278-296. (In English). DOI:
10.1016/j.joes.2025.11.011.

Сведения об авторах / Information about authors

Смерднов Матвей Всеволодович	Ассистент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 ark.mam@mail.ru
Smerdnov Matvei Vsevolodovich	Assistant at the Department of Ship Power Plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 ark.mam@mail.ru
Ениватов Валерий Владимирович	канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 valeriy.enivatov@gmail.com
Enivatov Valeriy Vladimirovich	Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Ship Power Plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 valeriy.enivatov@gmail.com
Овчаренко Игорь Константинович	Старший преподаватель кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 i.ovcharenko@rambler.ru
Ovcharenko Igor Konstantinovich	Senior lecturer at the Department of Ship Power Plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 i.ovcharenko@rambler.ru

Смолякова С.А., Халявкин А.А., Ениватов В.В., Ивановская А.В.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА ПО КОНТРОЛЮ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Аннотация. Рассмотрен визуальный и измерительный контроль сварных соединений и средства его выполнения. Приведены требования нормативных документов к контролю и основные поверхностные дефекты сварного шва. Проанализированы стандартные шаблоны сварщика, в том числе универсальный шаблон конструкции А.И. Красовского, ранее разработанный авторами ступенчатый шаблон для контроля катета углового шва и рейка для разметки прерывистых швов. Показано, что шаблоны дают дискретный отсчёт и не позволяют измерить глубину подрезов, пор и смещение кромок с точностью до сотых долей миллиметра. Предложен измерительный инструмент на основе индикатора часового типа по ГОСТ 577-68 с ценой деления 0,01 мм, установленного на магнитной стойке. Инструмент обеспечивает жёсткое базирование на поверхности свариваемых деталей и фиксацию наибольшего отклонения. Это позволяет строить профиль шва и документировать результаты контроля.

Ключевые слова: сварной шов, визуальный и измерительный контроль, дефекты сварного шва, шаблон сварщика, индикатор часового типа, магнитная стойка, измерительный инструмент.

Smolyakova S.A., Khalyavkin A.A., Enivatov V.V., Ivanovskaya A.V.

DEVELOPMENT OF A MEASURING TOOL FOR THE INSPECTION OF WELDED JOINTS

Abstract. The paper considers visual and measuring inspection of welded joints and the tools used for it. The requirements of regulatory documents and the main surface imperfections of welds are given. Standard welding gauges are analysed, including the universal gauge designed by A.I. Krasovsky, a stepped gauge for fillet weld leg inspection previously developed by the authors, and a marking bar for intermittent welds. It is shown that the gauges give a discrete reading and do not allow the depth of undercuts, pores and edge misalignment to be measured to hundredths of a millimetre. A measuring tool is proposed, based on a dial indicator according to GOST 577-68 with a scale division of 0.01 mm mounted on a magnetic stand. The tool provides rigid positioning on the surface of the welded parts and records the maximum deviation. This makes it possible to build the weld profile and document the inspection results.

Keywords: weld, visual and measuring inspection, weld imperfections, welding gauge, dial indicator, magnetic stand, measuring tool.

Введение. При контроле качества сварных соединений и оценке годности их к эксплуатации необходимо знать степень влияния наружных и внутренних дефектов на прочностные характеристики конструкции. Изучение этого вопроса связано с серьезными трудностями как с практической, так и с теоретической точки зрения.

Оценка качества сварных соединений по результатам визуального и измерительного контроля должна выполняться в соответствии с указаниями действующих стандартов и документов. Визуально-измерительный контроль сварных соединений представляет собой метод обследования, основанный на визуальном осмотре и измерениях с использованием специализированных инструментов и приборов [1-6]. Целью такого контроля является выявление поверхностных дефектов и оценка соответствия геометрических размеров швов требованиям нормативной документации. При проведении данного контроля параметров сварного шва помимо стандартных измерительных инструментов, применяют шаблоны сварщика.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Перед наружным осмотром поверхность шва должна быть тщательно очищена стальной щеткой и зубилом от брызг, налета, окалины и шлака [7-8]. Надо обращать внимание на равномерность складок (чешуйки) шва, которые образуются при однообразном движении электрода при наложении шва. Неравномерность складок, разная ширина и высота шва указывает на частые обрывы дуги и колебания ее мощности, что ведет к непроварам и неплотности шва.

Неправильный по внешнему виду сварной шов нужно тщательно проверить, используя измерительные инструменты и приборы. По внешнему виду сварного шва можно многое сказать о том, как проходил процесс и какие численные значения режимов и параметров сварки были приняты [8,9,10]. Поэтому одним из первых способов контроля является визуально-измерительный контроль. Каждый выявленный дефект свидетельствует о том, что в процессе работы были нарушены процессы технологии сварки.

Применение измерительных шаблонов

Не смотря на большое разнообразие вышеуказанных инструментов и шаблонов (УШК-1, УШС-2, УШС-3 и т.д.), при проведении внешнего контроля сварного шва и его околошовной зоны допускается применение других средств визуального и измерительного контроля при наличии соответствующих инструкций, методик их применения (рис. 1). Эти документы должны четко описывать технические характеристики применяемых приборов, методику их использования, требования к точности измерений и критерии оценки качества поверхности, обеспечивая при этом сопоставимость результатов с требованиями стандартов, а также гарантируя достоверность и воспроизводимость полученных данных.

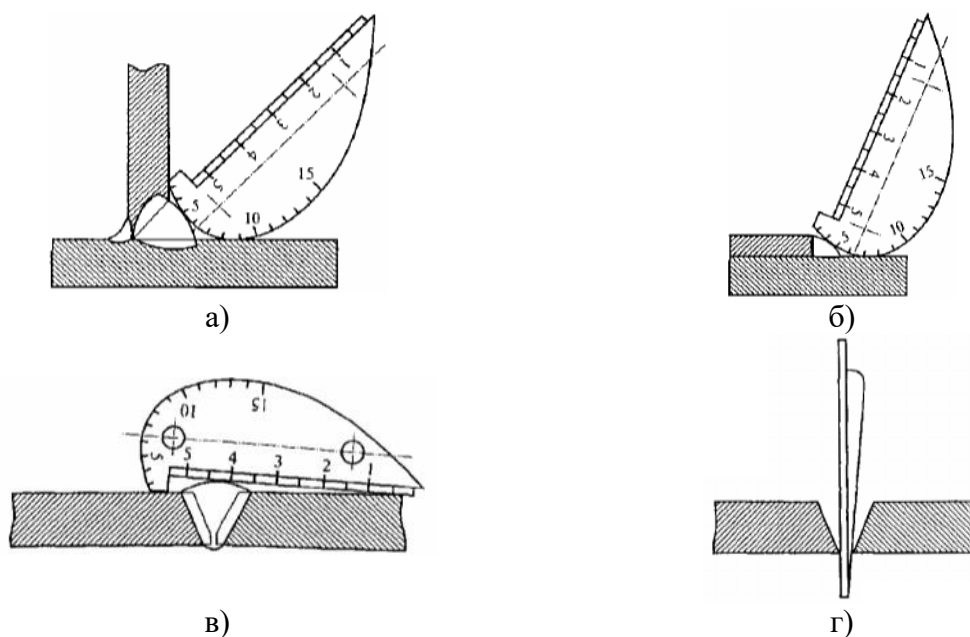


Рисунок 1 – Контроль шаблоном конструкции А.И. Красовского (УШК-1)

а) и б) – контроль тавровых и нахлесточных сварных соединений; в) – контроль стыковых сварных соединений; г) – измерение зазора между кромками

Так для контроля катета углового, таврового и нахлесточного сварного шва в работах [11,12] описывается спроектированный и изготовленный металлический шаблон, который показан на рисунке 2. Шаблон изготовлен из пластины толщиной 4 мм, состоящий из 8 ступеней, которые определяют численное значение катета k через гипотенузу углового сварного шва. Как отмечают авторы он может быть изготовлен из конструкционной и высоколегированной стали. Предлагаемый шаблон определяет катеты сварного шва длиной: 5 мм, 7 мм, 9 мм, 11 мм, 12 мм, 14 мм, 15 мм, 20 мм. При выборе значений катетов принималось во внимание предельные отклонения самого катета углового шва согласно ГОСТ 16037-80,

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

ГОСТ 5264-80. На каждой ступени имеется лазерная гравировка с указанием численного значения определяемого катета сварного шва.

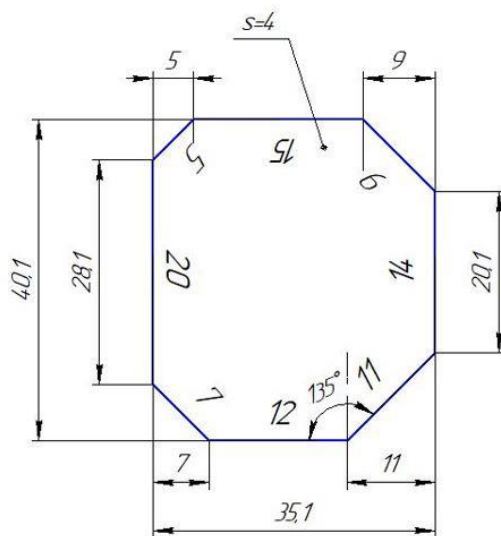


Рисунок 2 – Общий вид металлического шаблона

Все ступени шаблона расположены относительно друг от друга под углом 135 градусов, так как катеты углового шва равны между собой. А это позволяет более качественно произвести замеры. Определение катета основывается по такому принципу (рис. 3): две крайние ступени предлагаемого шаблона 3 выполняют роль опоры и опираются на свариваемые детали между собой 1 и 2, а расположенная ступень по середине производит замер катета сварного шва 4. Применение предлагаемого шаблона позволит провести дополнительный контроль углового сварного шва в процессе контроля сварочных работ и определить примерное численное значение катета углового шва при проведении визуально-измерительного контроля [10,12].

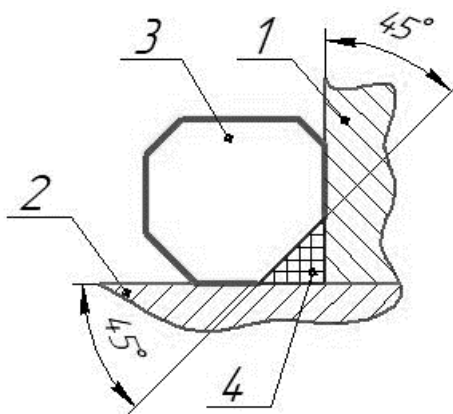


Рисунок 3 – Общий вид определения катета углового сварного шва

В работе [2] при проведении сварочных работ, а именно прерывистых швов, предлагается использовать рейку в виде пластины с пазами. Общий вид такой рейки представлен на рисунке 4. Приварка набора прерывистыми швами производилась с предварительной разметкой или в зависимости от опыта самого сварщика. В обоих случаях было затруднительно выдерживать шаг сварки согласно сборочным чертежам.

Рейка проста в изготовлении, удобна для работы, которая позволяет получить сварной шов с нужным шагом. Она может быть изготовлена из легких сплавов необходимой длины при соответствующем шаге сварного шва. Применение рейки позволяет экономить рабочее время, сварочные электроды, электроэнергию и точно выдерживать шаг сварки на основании

сборочных чертежей [2].

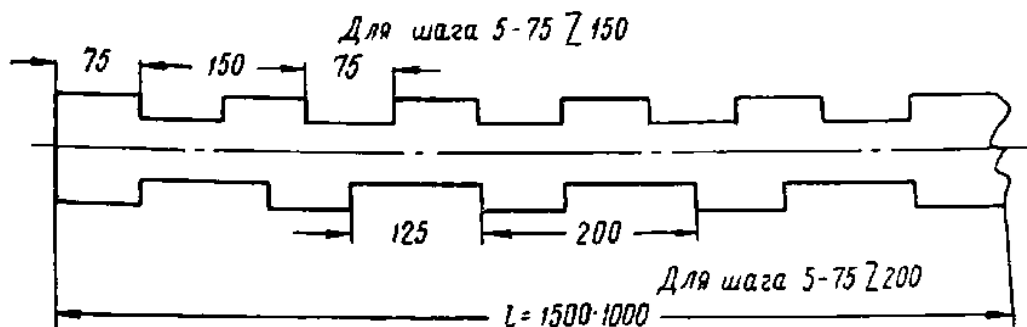


Рисунок 4 – Общий вид рейки

Для быстрой и оперативной проверки геометрических параметров сварочных электродов (внешний диаметр стержня и его покрытия) в работе [5] предлагается использовать спроектированный и изготовленный плоский шаблон, общий вид которого представлен на рисунке 5.

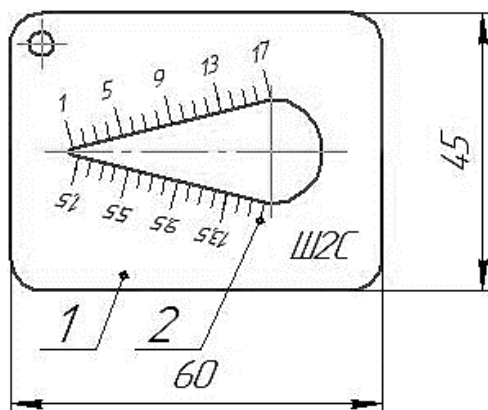


Рисунок 5 – Общий вид шаблона [5].

Как видно из рисунка шаблон представляет собой пластину 1 толщиной 3 мм. Посередине шаблона имеется отверстие в виде капли. Длина отверстия составляет 40 мм, диаметр – 1 мм и 17 мм соответственно. Шаблон имеет мерительную шкалу 2 с числами, которая и указывает диаметр стержня или покрытия сварочного электрода при проверке. Точность измерения составляет 0,25 мм. Шкала и числа получены лазерной гравировки. Поверхность шаблона подвергается полированию. Использование шаблона позволит провести проверку сварочных электродов или проволоки.

Разработка измерительного инструмента.

Для качественного дополнительного контроля сварных соединений обученными и аттестованными специалистами сварочного производства был спроектирован и разработан специальный инструмент с использованием индикатора часового типа, крепежных деталей и магнитной стойки. Общий вид конструкции представлен на рисунке 6.

Применяемый индикатор часового типа должен соответствовать требованиям ГОСТ 577-68. Индикатор часового типа имеет диапазон измерения 10 мм с ценой деления 0,01 мм. Расстояние между основанием опорного кронштейна и измерительным наконечником индикатора равно 150 мм, тем самым делая возможным измерение смещения кромок свариваемых деталей перед сваркой. Наконечник индикатора предназначен для измерения глубины подрезов, смещения кромок, вогнутости сварного шва, глубины скоса кромок, глубины поверхностных дефектов – пор, свищей, грубой чешуйчатости и пр.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

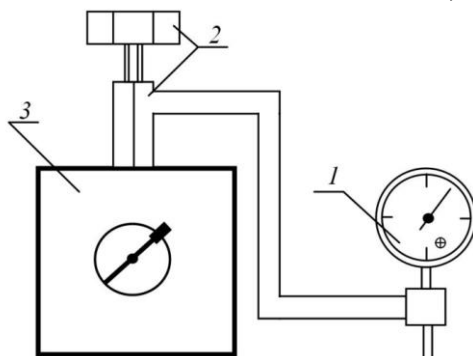


Рисунок 6 – Общий вид инструмента

1 – индикатор часового типа; 2 – крепежные изделия; 3 – магнитная стойка.

Используемая магнитная стойка, которая представлена на рисунке 7, позволяет создавать неподвижное расположение и жесткую фиксацию индикатора часового типа в исследуемом районе сварного шва. А это, как правило, сказывается на точность и качество контроля сварных соединений.



Рисунок 7 – Магнитная стойка

Измерительный инструмент представляет собой комплект деталей, которые позволяют качественно провезти анализ сварного шва и околошовной зоны соединений [7-9]. Он легко укажет высоту облицовочного слоя, катет сварного шва и т.д. С помощью данного шаблона возможно провести анализ выявленных внешних дефектов, а именно: глубину, длину, ширину дефекта. А при использовании цифрового индикатора часового типа, позволит перенести и сохранить результаты исследования сварного шва в персональный компьютер.

Важно отметить и возможность документирования результатов измерений. Штангенциркуль и шаблоны дают лишь разовые значения, которые сложно систематизировать. Разработанный инструмент, при наличии фиксирующего устройства, позволяет сохранять положение стрелки индикатора в момент максимального отклонения. Это дает возможность зафиксировать пиковое значение параметра и в дальнейшем использовать его для построения профиля шва, что необходимо при составлении заключений о качестве сварного соединения и при спорных ситуациях между контролером и сварщиком.

Выводы. Использование данного разработанного измерительного инструмента позволяет значительно повысить точность и качество при визуальном и измерительном контроле сварных соединений. Следует отметить, что в сравнении с шаблонами сварщика и штангенциркулем данный инструмент с индикатором часового типа помогает добиваться большей точности при измерениях и сделать детальный анализ всего исследуемого сварного шва. Индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм позволяет выявлять отклонения,

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

незаметные для обычного визуального осмотра и недостаточно точно определяемые шаблонами. При этом конструкция обеспечивает стабильное базирование на поверхности свариваемых деталей, исключая влияние перекоса или случайного смещения, что критично при работе с тонкостенными конструкциями.

Список использованной литературы:

1. *Алешин Н.П., Шербинский В.Г.* Контроль качества сварочных работ: учебник для технических училищ. М.: Высшая школа. 1981. 144 с.
2. *Балаш И.Е.* Рейка для разметки при сварке прерывистых швов // Судостроение. 1960. № 8. С. 60.
3. *Винокуров В.А., Николаев Г.А.* Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности. М.: Машиностроение, 1996. 576 с.
4. *Иконников М.В., Носков А.В., Халявкин А.А.* Контроль качества несоосности свариваемых деталей // Материалы VII Международной научно-практической конференции студентов и школьников, посвященной году Российской академии наук. Астрахань: АГТУ, 2024. С. 195-196.
5. *Иконников М.В., Носков А.В., Халявкин А.А.* Шаблон «Слеза сварщика» для определения параметров сварочных электродов // Материалы VII Международной научно-практической конференции студентов и школьников, посвященная году Российской академии наук. Астрахань: АГТУ, 2024. С. 197-198.
6. *Маслов В.И.* Сварочные работы. М.: Академия, 2012. 288 с.
7. *Корчагин И.Б.* Проектирование сварных конструкций: учебное пособие. Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2004. 140 с.
8. *Овчинников В.В.* Расчет и проектирование сварных конструкций. М.: Академия, 2012. 256 с.
9. *Овчинников В.В.* Электросварщик ручной сварки (дуговая сварка в защитных газах). М.: Академия, 2012. 64 с.
10. *Халявкин А.А., Санжапов А.Р., Матвеев Ю.И., Ениватов В.В., Ивановская А.В.* Повышение надежности дейдвудных подшипников путем лазерной наплавки гребного вала // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2024. № 3. С. 42-48.
11. *Халявкин А.А., Каширская Е.И. и др.* Шаблон контроля катета углового сварного шва // Интеграция науки, общества, производства и промышленности: проблемы и перспективы: сборник статей Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Уфа: Аэтерна, 2023. С. 49-52.
12. *Халявкин А.А., Каширская Е.И.* Контроль катета углового сварного шва // Проблемы и тенденции научных преобразований в условиях трансформации общества: сборник статей Национальной (Всероссийской) научно-практической конференции с международным участием. Уфа: Omega Science, 2023. С. 39-41.

References:

1. *Aleshin N.P., Sherbinskiy V.G.* Kontrol' kachestva svarochnykh rabot [Quality Control of Welding Operations]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1981, 144 p. (In Russian).
2. *Balash I.Ye.* Reyka dlya razmetki pri svarke preryvistykh shvov [Marking bar for intermittent weld layout]. *Sudostroyeniye* [Shipbuilding], 1960, no. 8, p. 60. (In Russian).
3. *Vinokurov V.A., Nikolayev G.A.* Svarnyye konstruksii. Mekhanika razrusheniya i kriterii rabotosposobnosti [Welded Structures: Fracture Mechanics and Serviceability Criteria]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1996, 576 p. (In Russian).
4. *Ikonnikov M.V., Noskov A.V., Khalyavkin A.A.* Kontrol' kachestva nesoosnosti svarivayemykh detaley [Quality control of misalignment in parts to be welded]. *Materialy 7 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii studentov i shkol'nikov, posvyashchennoy godu Rossiyskoy*

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

akademii nauk [Proceedings of the 7th International Scientific and Practical Conference of Students and Schoolchildren Dedicated to the Year of the Russian Academy of Sciences], Astrakhan', AGTU Publ., 2024, pp. 195-196. (In Russian).

5. Ikonnikov M.V. Noskov A.V., Khalyavkin A.A. Shablon «Sleza svarshchika» dlya opredeleniya parametrov svarochnykh elektrodov ["Welder's Tear" Template for Determining Welding Electrode Parameters]. *Materialy 7th Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii studentov i shkol'nikov, posvyashchennaya godu Rossiyskoy akademii nauk* [Proceedings of the VII International Scientific and Practical Conference of Students and Schoolchildren Dedicated to the Year of the Russian Academy of Sciences], Astrakhan', AGTU Publ., 2024, pp. 197-198. (In Russian).
6. Maslov V.I. *Svarochnyye raboty* [Welding Operations]. Moscow, Akademiya Publ., 2012, 288 p. (In Russian).
7. Korchagin I.B. *Proyektirovaniye svarnykh konstruksiy* [Design of Welded Structures]. Voronezh, Voronezhskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet Publ., 2004, 140 p. (In Russian).
8. Ovchinnikov V.V. *Raschet i proyektirovaniye svarnykh konstruksiy* [Calculation and Design of Welded Structures]. Moscow, Akademiya Publ., 2012, 256 p. (In Russian).
9. Ovchinnikov V.V. *Elektrosvarshchik ruchnoy svarki (dugovaya svarka v zashchitnykh gazakh)* [Manual Electric Welder (Shielded-Gas Arc Welding)]. Moscow, Akademiya Publ., 2012, 64 p. (In Russian).
10. Khalyavkin A.A., Sanzhapov A.R., Matveyev YU.I., Yenivatov V.V., Ivanovskaya A.V. Povysheniye nadezhnosti deydviudnykh podshipnikov putem lazernoy naplavki grebnogo vala [Improving the reliability of stern tube bearings through laser cladding of the propeller shaft]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskiye tekhnologii* [Bulletin of Kerch State Maritime Technological University. Series: Marine Technologies], 2024, no. 3, pp. 42-48. (In Russian).
11. Khalyavkin A.A., Kashirskaya Ye.I. et al. Shablon kontrolya kateta uglovogo svarnogo shva [Fillet Weld Leg Gauge]. *Sbornik statey Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem «Integratsiya nauki, obshchestva, proizvodstva i promyshlennosti: problemy i perspektivy»* [Collection of Articles from the All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation "Integration of Science, Society, Production, and Industry: Problems and Prospects"], Ufa, Aeterna Publ., 2023, pp. 49-52. (In Russian).
12. Khalyavkin A.A., Kashirskaya Ye.I. Kontrol' kateta uglovogo svarnogo shva [Inspection of fillet weld leg length]. *Sbornik statey Natsional'noy (Vserossiyskoy) nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem «Problemy i tendentsii nauchnykh preobrazovaniy v usloviyakh transformatsii obshchestva»* [Proceedings of the National (All-Russian) Scientific and Practical Conference with International Participation "Problems and Trends in Scientific Transformations Amidst Societal Change"], Ufa, Omega Science Publ., 2023, pp. 39-41. (In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

**Смолякова
Софья
Андреевна**

курсант 2-го курса специальности Судовождения
Каспийский институт морского и речного транспорта им. ген.-адм.
Ф.М. Апраксина – филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
414000, г. Астрахань, ул. Никольская, д. 6
sopromat112@mail.ru

Smolyakova
Sofya
Andreevna

cadet of the 2nd year of the field of Navigation
Caspian Institute of Sea and River Transport named after General
Admiral F.M. Apraksina – the affiliation of Volga State University of

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Water Transport

414000, Astrakhan, Nikolskaya str., 6

sopromat112@mail.ru

**Халявкин
Алексей
Александрович**

канд. техн. наук, доцент кафедры «Судомеханические дисциплины»

Каспийский институт морского и речного транспорта им. ген.-адм. Ф.М. Апраксина - филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ»

414000, г. Астрахань, ул. Никольская, д. 6

sopromat112@mail.ru

Khalyavkin
Alexey
Alexandrovich

Ph.D. (Engin.), Associate Professor of the Department «Ship-mechanical disciplines»

Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina - the affiliation of Volga State University of Water Transport

414000, Astrakhan, Nikolskaya str., 6

sopromat112@mail.ru

**Ениватов
Валерий
Владимирович**

канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой судовых энергетических установок

Керченский государственный морской технологический университет

298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82

valeriy.enivatov@gmail.com

Enivatov
Valerii
Vladimirovic

Ph.D. (Engin.), Head of the Department of the Department of marine power plants

Kerch State Maritime Technological University

28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82

valeriy.enivatov@gmail.com

**Ивановская
Александра
Витальевна**

канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок

Керченский государственный морской технологический университет

298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82

invkerh@yandex.ru

Ivanovskaya
Aleksandra
Vital'evna

Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Department of marine power plants

Kerch State Maritime Technological University

28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82

invkerh@yandex.ru

Шаратов А.С., Ениватов В.В., Болдецкая А.М., Снигерев В.М.

**РАСЧЁТНО-СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОРМОВОГО
ПОДРУЛИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА И ПЕРА РУЛЯ**

Аннотация. В работе рассмотрена гипотеза о возможности повышения маневренности водоизмещающего судна при малых скоростях движения за счет совместного применения кормового поперечного подруливающего устройства и рулевой плоскости, с конструктивно допустимым углом перекладки свыше 35° . Обосновано, что боковая струя кормового подруливающего устройства изменяет модуль и направление локальной скорости обтекания пера руля, вследствие чего эффективный угол атаки рулевой плоскости может существенно отличаться от геометрического угла перекладки. В этих условиях расширенный диапазон углов отклонения пера руля является более рациональным для создания дополнительного управляющего воздействия при использовании специальных рулей с управляемыми характеристиками и двухрулевых систем. Выполнен анализ способов снижения негативных последствий взаимодействия рулевой плоскости с боковой струей, формирующейся под влиянием работы кормового подруливающего устройства. Выполнена сравнительная оценка эффективности взаимодействия рассматриваемых элементов в относительных величинах. Даны рекомендации по снижению негативных явлений при проектировании рулевых систем с кормовыми подруливающими устройствами.

Ключевые слова: маневренность судна, малая скорость, кормовое подруливающее устройство, руль, большой угол перекладки, поперечная сила, срыв потока, взаимодействие движитель–руль, швартовный режим.

Sharatov A.S., Enivatov V.V., Boldetskaya A.M., Snigerev V.M.

**CALCULATION-BASED COMPARATIVE ASSESSMENT OF THE INTERACTION
BETWEEN A STERN THRUSTER AND A RUDDER BLADE**

Abstract. The paper considers the hypothesis that the manoeuvrability of a displacement vessel at low speeds can be improved through the combined use of a stern transverse thruster and a rudder blade with a structurally permissible deflection angle greater than 35° . It is substantiated that the lateral jet from the stern thruster changes the magnitude and direction of the local inflow velocity at the rudder blade, so that the effective angle of attack may differ significantly from the geometric rudder angle. Under these conditions, an extended range of rudder deflection angles is more appropriate for generating additional control action when special rudders with controllable characteristics and twin-rudder systems are used. Methods of reducing the adverse effects of interaction between the rudder blade and the lateral jet generated by the stern thruster are analysed. The effectiveness of the interaction between the components considered is comparatively assessed in relative terms. Recommendations are provided for mitigating adverse effects when designing steering systems with stern thrusters.

Keywords: ship manoeuvrability, low speed, stern thruster, rudder, large rudder angle, lateral force, flow separation, propeller–rudder interaction, mooring condition.

Введение. Резолюция ИМО MSC.137(76) «Стандарты маневренных качеств судов» устанавливает общие критерии поворотливости, управляемости и тормозной способности судов, однако специальные швартовные режимы при практически нулевой скорости и значительной перекладке руля на $60\text{--}90^\circ$ непосредственно этими критериями не нормируются [1].

Гидродинамическая сила пера руля зависит от локальной скорости потока в районе рулевой плоскости и в первом приближении пропорциональна квадрату этой скорости. При

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

снижении скорости судна эффективность традиционной системы «гребной винт – руль» уменьшается. В таких условиях, для повышения манёвренности судна, значительную роль приобретают носовые и кормовые поперечные подруливающие устройства.

Экспериментальные и расчетные исследования поперечных туннельных движителей подтверждают их наибольшую практическую значимость при малой скорости и у практически неподвижного судна. Характер формируемой струи и фактическая поперечная сила зависят от формы кормовой оконечности, геометрии туннеля, режима работы движителя и взаимодействия струи с корпусом и соседними конструкциями. Особый интерес представляет совместная работа кормового подруливающего устройства (КПУ) и рулевой плоскости.

Целью работы является качественное и количественное обоснование гипотезы о возможности повышения маневренности водоизмещающего судна при малых скоростях движения за счет совместного применения кормового поперечного подруливающего устройства и рулевой плоскости, с конструктивно допустимым углом перекладки свыше 35° , а также определение способов снижения негативных гидродинамических и эксплуатационных последствий таких режимов. При достижении поставленной цели были сформулированы и решены следующие задачи:

- оценить влияние перекладки в диапазоне $60\text{--}90^\circ$ на поперечную и продольную составляющие силы руля;
- проанализировать негативные последствия работы рулевой плоскости в сложном поперечно-продольном потоке;
- выполнить сравнительную оценку эффективности в относительных величинах;
- сформулировать практические выводы и предложения для дальнейшего проектирования.

Материалы и методы исследования. Гидродинамическая сила рулевой плоскости определяется локальной скоростью воды относительно руля. Исследования взаимодействия «корпус – винт – руль» показывают, что величина силы руля существенно зависит от нагрузки гребного винта, взаимного положения винта и руля, угла дрейфа и направления локального потока [2–5].

В традиционных моделях маневрирования нормальная сила на руле может быть представлена зависимостью вида:

$$F_N = \frac{1}{2} \rho A_R U_R^2 f_\alpha(\Lambda) \sin \alpha_R, \quad (1)$$

где ρ – плотность воды;

A_R – площадь руля;

U_R – локальная скорость обтекания руля;

$f_\alpha(\Lambda)$ – коэффициент наклона зависимости коэффициента нормальной силы от угла атаки в рассматриваемой аппроксимации, определяемый с учётом относительного удлинения;

α_R – эффективный угол атаки.

Поперечную и продольную составляющие силы совместной реакции системы управления можно представить в форме:

$$Y_R = -(1 + a_H) F_N \cos \delta, \quad (2)$$

$$X_R = -(1 - t_R) F_N \sin \delta, \quad (3)$$

где a_H – коэффициент, характеризующий дополнительную поперечную силу на корпусе, индуцированную перекладкой руля;

t_R – коэффициент, учитывающий изменение продольного воздействия при перекладке руля.

При работе кормового поперечного подруливающего устройства в районе руля возникает дополнительная поперечная скорость v_j . В наиболее простой постановке локальный

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

поток у руля можно описать продольной составляющей u_R и суммой естественной поперечной скорости v_R с индуцированной скоростью от КПУ v_j .

$$U_R = (u_R; v_R + v_j). \quad (4)$$

Направление локального потока относительно диаметральной плоскости определяется выражением:

$$\beta_R^* = \arctan \frac{v_R + v_j}{u_R}. \quad (5)$$

Тогда эффективный угол атаки рулевой плоскости можно оценить как:

$$\alpha_{\text{eff}} = \delta - \beta_R^*. \quad (6)$$

Анализ использования КПУ (2) показывает, что эффективный угол атаки рулевой плоскости существенно зависит от режима работы. Направление изменения эффективного угла атаки рулевой плоскости зависит от стороны перекладки руля и направления работы подруливающего устройства. Исследования влияния угла дрейфа и поперечного потока подтверждают, что изменение направления набегающей воды меняет распределение давления на руле и величину управляющих сил [4].

Анализ типовых комбинации взаиморасположения руля при различных направлениях действия КПУ позволяет сформировать алгоритм совместного управления.

1 Взаимодействие пера руля и кормового подруливающего устройства при отсутствии поступательного движения судна.

При отсутствии набегающего потока на рулевую плоскость и формирования поперечного импульса за счет работы подруливающего устройства наблюдается рост затрат энергии формирования локальных зон повышенного и пониженного давления, завихрение и взаимодействие с поверхностью пера, что способствует уменьшению результирующей полезную поперечную тягу комплекса [6-9,10-14]. При перекладке руля в сторону значительных углов отклонения (60–90°) его геометрическая проекция на боковой поток изменяется. При дальнейшем увеличении угла отклонения, в соответствии с принятым ранее (2-3), поперечная составляющая нормальной силы значительно уменьшается, тогда как продольная составляющая становится доминирующей.

$$\begin{cases} Y_R \rightarrow 0 \\ -X_R \rightarrow (1 - t_R)F_N \end{cases} \text{ при } \delta \rightarrow 90^\circ. \quad (7)$$

Угол около 90° может быть полезен для быстрого снижения продольной скорости, изменения направления гребного потока при конкретной компоновке, когда эффективный угол атаки каждой части рулевого устройства определяется относительно локального потока. Например, в закрылочном руле большой эффективный угол хвостовой части достигается без поворота всей основной плоскости на 90° [15].

2 Неблагоприятные факторы, снижающие эффективность совместной работы кормового подруливающего устройства и пера руля.

Для профилированных рулей, в том числе основанных на профилях НАСА увеличение угла отклонения рулевой плоскости повышает подъемную силу до достижения максимума, связанного с развитием отрыва потока. После развития срыва дальнейшее увеличение геометрического угла приводит преимущественно к росту сопротивления, а не к пропорциональному увеличению поперечной силы. Конкретный угол начала срыва зависит от профиля, удлинения, числа Рейнольдса, состояния пограничного слоя, кавитации и неравномерности гребного потока [2, 12, 13].

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

При достаточно больших эффективных углах атаки развивается отрыв потока на засасывающей стороне пера руля. После срыва потока дальнейшее увеличение угла перестает давать пропорциональный прирост полезной поперечной силы. В глубоко отрывном течении, режим работы рулевого устройства в большей степени приобретает характер, подобный обтеканию плоской пластины, что требует отдельного определения нормальной, поперечной и продольной составляющих (1-3).

Формируемая туннельным подруливающим устройством струя является турбулентной и нестационарной что заметно увеличивает неравномерность поля скоростей в районе кормовой оконечности и способно усиливать кавитационно-вибрационные явления. Расчетные и экспериментальные исследования показывают заметные пульсации давления и момента, зависящие от направления работы и геометрии туннеля [10, 11, 14].

В таблице 1 приведены известные в научных трудах и публикациях способы снижения негативных последствий совместной работы КПУ и рулевой плоскости

Таблица 1 – Способы снижения негативных последствий совместной работы КПУ и рулевой плоскости

Способ	Содержание и ожидаемый эффект	Источник
Согласованное управление углом руля и тягой КПУ	Исключение режимов взаимной компенсации сил, ограничение угла и скорости перекладки по моменту на баллере; оптимальное распределение управляющих воздействий.	[8]
Ограничение обычного одиночного руля преимущественно диапазоном 55–70°	Снижение вероятности перехода в режим, где рост продольного сопротивления существенно превышает прирост полезной боковой силы.	[2, 4]
Руль с повышенными характеристиками подъемной силы Schilling-(профиль)	Задержка отрыва и повышение управляющей силы при больших углах; целесообразен для судов с повышенными требованиями к швартовной маневренности.	[6, 15]
Руль Беккера (Becker Rudder)	Формирование большой эффективной кривизны профиля без поворота всей основной плоскости до 90°; повышение боковой силы при меньшем угле основной части.	[15]
Два независимо перекладываемых руля	Векторизация гребного потока, управление продольной и поперечной составляющими; возможность разворота и «крабового» движения на малой скорости.	[7]
Оптимизация взаимного расположения КПУ и руля	Уменьшение прямого попадания ядра струи на руль, снижение экранирования, пульсаций и гидродинамических потерь.	[9–11]
Оптимизация геометрии туннеля, входных кромок и направляющих элементов	Снижение отрыва внутри туннеля, выравнивание струи, уменьшение пульсаций и повышение стабильности тяги.	[10, 11]
Оптимизация лопастей КПУ и противокавитационные мероприятия	Снижение пульсирующих давлений, шума, вибраций и кавитационно-эрозионного повреждения соседних конструкций.	[12–14]
Струйная механизация пера руля	Снижение отрыва течения на пере руля, формирование управляемой кривизны профиля, повышение эффективной поверхности пера руля и регулирование скорости обтекания	[16]
Рулевые плоскости изменяемой геометрии	Снижение отрыва течения на пере руля, формирование управляемой кривизны профиля	[17]

Качественная оценка способов снижения негативных явлений в системе «КПУ – перо

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

руля» позволяет сформировать следующие рекомендации:

1. Система «КПУ – руль с увеличенными углами перекадки» необходимо рассматривать как единый маневровый комплекс с совместным алгоритмом управления

2. Перекадку на 80–90° рассматривать только для специально рассчитанных рулевых устройств после проверки нагрузок и характера создаваемых сил.

3. Для проектируемых судов предусматривать рулевые плоскости изменяемой геометрии [17] либо закрылочный руль, позволяющий получать большую управляющую силу без поворота всей основной плоскости на 90° [6, 15] с обязательным оценкой по силам и нагрузкам.

4. Для судов с повышенными требованиями к швартовой маневренности целесообразно рассмотреть двухрулевою схему с независимым управлением наряду с другими вариантами [7].

При проектировании движительно-рулевого комплекса необходимо предусмотреть:

1 Расчетную оценку момента на баллере и программные ограничения угла и скорости перекадки по допустимым нагрузкам рулевого устройства.

2. Совместное моделирование и CFD-анализ корпуса, главного гребного винта, КПУ и руля с определением полей скорости, давления, пульсаций и кавитационного запаса.

3. Оптимизировать положение туннеля КПУ относительно движителя и рулевой плоскости [9–11].

4. Провести модельные либо натурные испытания с измерением тяги КПУ, сил и момента руля, скорости рыскания, поперечной скорости кормы, вибраций и давления в приводе рулевой машины.

Для количественной оценки эффективности совместной работы КПУ и рулевой плоскости на этапе выбора рационального решения предлагается использовать обезразмеренную модель, позволяющую выполнить сравнительную оценку тенденций перед планированием прямого численного моделирования (ли обратится к методу иерархи).

Для глубоко отрывного обтекания при больших углах руль в первом приближении рассматривается как плоская пластина. Введем параметр относительного бокового возмущения:

$$\lambda = \frac{v_j}{u_R}, \text{ при } u_R \neq 0.$$

Тогда нормальная к рулевой плоскости составляющая локальной скорости может записана как:

$$U_n = u_R \sin \delta - (v_R + v_j) \cos \delta.$$

Полезная поперечная и продольная составляющие при этом оцениваются как:

$$\begin{aligned} Y_R &\sim F_n \cos \delta. \\ X_R &\sim F_n \sin \delta. \end{aligned}$$

В сравнительной модели далее рассматриваются модули геометрических проекций силы пластины; они не тождественны эффективным силам (2)–(3)

Результаты расчетов для сравнения приведены к величине поперечной силы пера руля при угле отклонения 35° и отсутствии бокового возмущения:

$$Y^* = \frac{Y_R}{(Y_R(\delta = 35^\circ, \lambda = 0))}.$$

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

В расчетном исследовании рассматривается три режима: $\lambda = 0$ – боковой поток отсутствует; $\lambda = +0,5$ – боковая составляющая уменьшает эффективный угол атаки в принятой знаковой системе; $\lambda = -0,5$ – боковая составляющая увеличивает эффективный угол атаки.

Общая поперечная сила судна дополнительно включает прямую тягу кормового подруливающего устройства и гидродинамическую реакцию корпуса:

$$Y_{\Sigma} = T_{\text{КПУ}} + Y_R + Y_H.$$

Соответствующий момент относительно центра тяжести может быть записан в форме:

$$N_{\Sigma} = T_{\text{КПУ}} x_{\text{КПУ}} + Y_R x_R + N_H.$$

Поэтому даже при уменьшении собственной поперечной силы руля на углах, близких к 90° , судно продолжает получать управляющий момент от КПУ.

Исследуемая система «КПУ - перо руля» демонстрирует две различные составляющие формирования поворачивающего момента. Первая – непосредственная боковая тяга кормового подруливающего устройства, которая при известном плече относительно центра тяжести создает момент:

$$N_{\text{КПУ}} = T_{\text{КПУ}} x_{\text{КПУ}}.$$

Вторая составляющая изменение направления продольного гребного потока рулевой плоскостью. На очень малом ходу эффективность КПУ остается высокой, тогда как эффективность руля в значительной степени определяется наличием потока от главного гребного винта. Поэтому рациональная система управления должна использовать оба исполнительных органа согласованно, а не независимо.

В таблице 2 приведены расчётные значения нормированных модулей сил для принятой модели эквивалентной пластины.

Таблица 2 – Относительные составляющие силы рулевой плоскости

δ , град	$Y^*, \lambda=0$	$Y^*, \lambda=+0,5$	$Y^*, \lambda=-0,5$	$X^*, \lambda=0$
35	1,000	0,082	2,938	0,700
60	1,392	0,704	2,311	2,410
70	1,121	0,750	1,566	3,079
80	0,625	0,520	0,740	3,544
90	0,000	0,000	0,000	3,711

Модельный расчет показывает, что без бокового возмущения переход от 35° к 60° в принятой модели увеличивает нормированную поперечную составляющую с 1,00 до 1,39. После этого она уменьшается: при 70° – до 1,12, при 80° – до 0,63, а при 90° для одиночной плоскости при продольном набегающем потоке стремится к нулю. Одновременно продольная составляющая сопротивления продолжает возрастать.

Анализ рисунка 1 позволяет подтвердить, что один и тот же геометрический угол может давать резко различающийся результат при изменении направления поперечной составляющей скорости. Следовательно, для системы «КПУ – руль» необходимо использовать оценку эффективного угла атаки и учитывать знак боковой струи при формировании команд управления.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

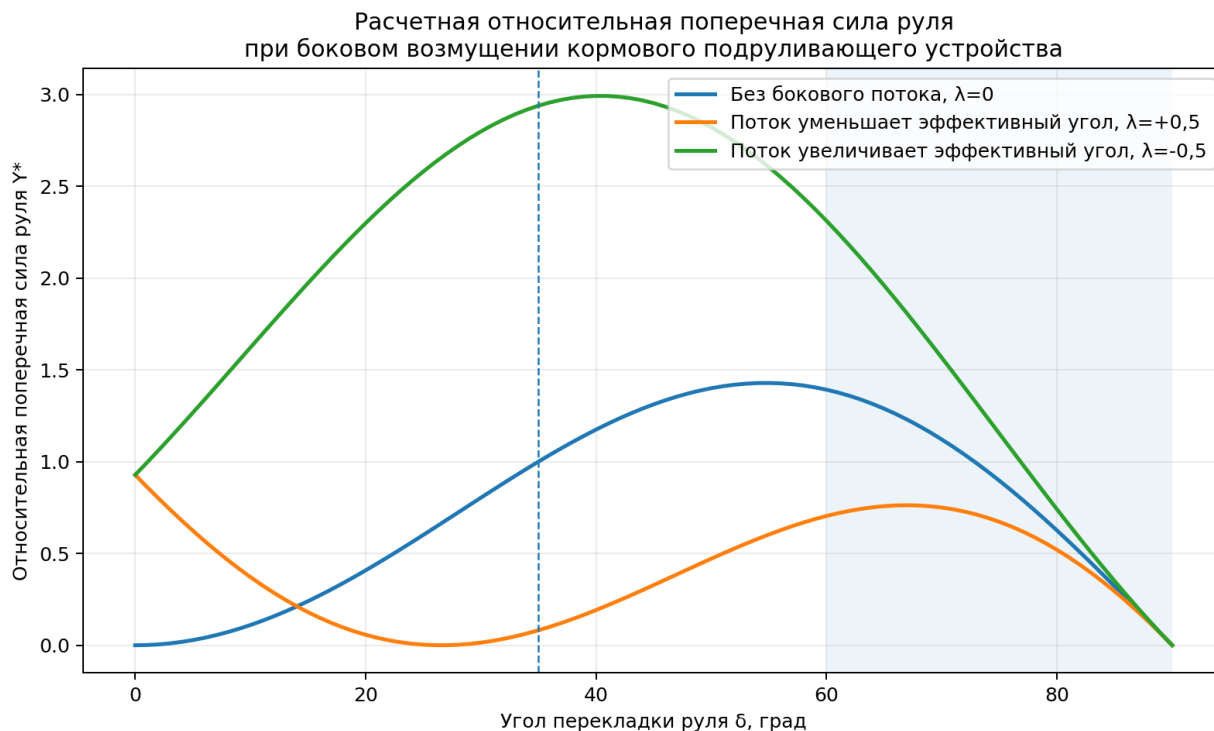


Рисунок 1 – Расчетная относительная поперечная сила руля при различных направлениях бокового возмущения КПУ

Анализ рисунка 2 позволяет подтвердить основной вывод расчетной части: увеличение перекладки к 80–90° не означает пропорционального повышения поворотного воздействия обычного одиночного руля. В этой области руль все в большей степени выполняет функцию гидродинамического тормоза.

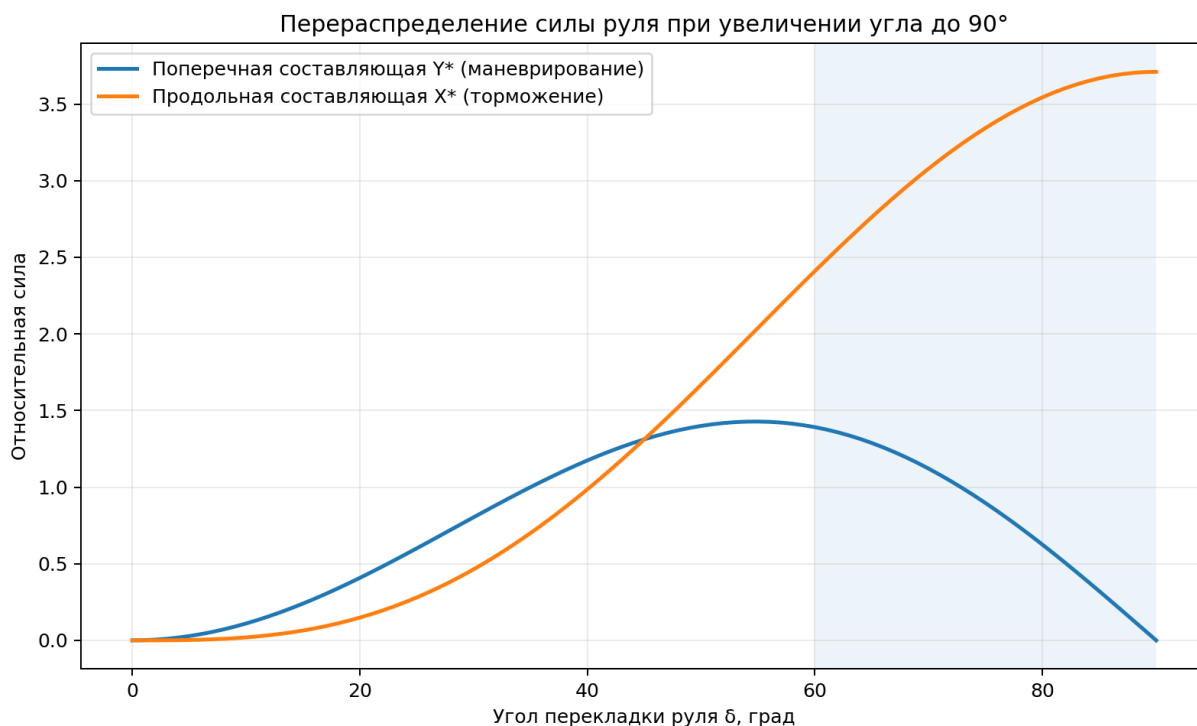


Рисунок 2 – Перераспределение относительной силы руля от поперечной к продольной составляющей при увеличении угла до 90°

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Оптимальный угол перекладки пера руля можно представить как:

$$\delta_{\text{opt}} = f(T_{\text{КПУ}}, T_{\text{Р}}, u, v, r, \beta, \delta, M_{\delta}),$$

где $T_{\text{КПУ}}$ – тяга кормового подруливающего устройства;

$T_{\text{Р}}$ – тяга главного движителя,

u, v – продольная и поперечная скорость судна,

r – угловая скорость рыскания,

β, δ – ограничений рулевого привода

M_{δ} – текущего момента на баллере:

Работы по оптимальному распределению управляющих воздействий для морских судов показывают возможность формулирования этой задачи с учетом ограничений по тяге, углам и динамике исполнительных устройств [8]. Это направление особенно перспективно для исследуемого комплекса, поскольку позволяет автоматически избегать сочетаний «тяга КПУ – угол руля», создающих большие нагрузки при малом полезном моменте.

Экспериментальные исследования двухрулевых систем и рулевых систем со струйной механизацией также показывают, что чрезвычайно большие углы могут эффективно применяться в специально спроектированной системе, где два руля формируют управляемый вектор гребного потока [7,16].

Выводы. Выполненный в работе анализ показал, что кормовое подруливающее устройство является эффективным средством повышения управляемости на малой и практически нулевой скорости, когда гидродинамическая эффективность обычного руля вследствие малой поступательной скорости снижается.

В зависимости от направления работы КПУ боковой поток способен как увеличивать, так и уменьшать эффективную силу руля. Управляющие режимы должны оцениваться отдельно для каждого сочетания направления тяги и знака перекладки.

При приближении обычной рулевой плоскости к 90° поперечная составляющая нормальной силы уменьшается, а продольная тормозящая составляющая становится доминирующей. Поэтому 90° следует считать специальным рулевым режимом. Для реализации эффективных углов порядка $60-80^\circ$ более рациональны закрылочные или двухрулевые схемы.

Основные негативные последствия работы в диапазоне $60-90^\circ$: развитый отрыв потока, рост сопротивления, момента на баллере и нагрузки на рулевую машину, пульсации давления, вибрации, кавитационно-эрозионный износ могут быть устранены рациональной конфигурацией и проектированием с применением струйной механизации [16].

Перспективным направлением является сравнение и совместная оптимизация выбранного рулевого устройства, КПУ, их компоновки и алгоритма управления.

Окончательный оптимальный угол и алгоритм совместной работы должны определяться для конкретного судна по результатам CFD, модельных и натурных испытаний.

Список использованной литературы:

1. International Maritime Organization. Resolution MSC.137(76) // Standards for Ship Manoeuvrability. London. 2002. URL: [https://www.wcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.137\(76\).pdf](https://www.wcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.137(76).pdf) (дата обращения: 09.08.2026).
2. Molland A.F., Turnock S.R. Marine Rudders and Control Surfaces: Principles, Data, Design and Applications. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 386 p. DOI: 10.1016/B978-0-7506-6944-3.X5000-8.
3. Molland A.F., Turnock S.R. Wind Tunnel Tests on the Effect of a Ship Hull on Rudder-Propeller Performance at Different Angles of Drift. Ship Science Report № 76. University of Southampton, 1995. URL: <https://eprints.soton.ac.uk/46045/> (дата обращения: 09.09.2026).

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

4. *Badoe C.E., Phillips A.B., Turnock S.R.* Influence of drift angle on the computation of hull–propeller–rudder interaction // *Ocean Engineering*. 2015. Vol. 103. P. 64–77. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.04.059.
5. *Villa D., Franceschi A., Viviani M.* Numerical Analysis of the Rudder–Propeller Interaction // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2020. Vol. 8. № 12. Art. 990. DOI: 10.3390/jmse8120990.
6. *Zaky M., Sano M., Yasukawa H.* Improvement of maneuverability in a VLCC by a high lift rudder // *Ocean Engineering*. 2018. Vol. 165. P. 438–449. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2018.07.030.
7. *Yasukawa H., Hirata N., Tanaka S., Hata H.* Tank Tests on Low Speed Maneuvering of a Ship with VecTwin Rudder // *The Journal of Japan Institute of Navigation*. 2011. Vol. 124. P. 265–271. DOI: 10.9749/jin.124.265.
8. *Johansen T.A., Fuglseth T.P., Tøndel P., Fossen T.I.* Optimal constrained control allocation in marine surface vessels with rudders // *Control Engineering Practice*. 2008. Vol. 16. № 4. P. 457–464. DOI: 10.1016/j.conengprac.2007.01.012.
9. *Abramowicz-Gerigk T., Gerigk M. K.* Experimental study on the selected aspects of bow thruster generated flow field at ship zero-speed conditions // *Ocean Engineering*. 2020. Vol. 209. Art. 107463. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2020.107463.
10. *Feng Y., Chen Z., Dai Y., Cui L., Zhang Z., Wang P.* Multi-objective optimization of a bow thruster based on URANS numerical simulations // *Ocean Engineering*. 2022. Vol. 247. Art. 110784. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2022.110784.
11. *Kazemi M., Kornev N.* Bow Thruster at Normal and Off-Design Conditions // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2025. Vol. 13. № 8. Art. 1463. DOI: 10.3390/jmse13081463.
12. *Paik B.-G., Kim G.-D., Kim K.-S., Kim K.-Y., Suh S.-B.* Measurements of the rudder inflow affecting the rudder cavitation // *Ocean Engineering*. 2012. Vol. 48. P. 1–9. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2012.03.005.
13. *Rhee S.H., Lee C., Lee H.B., Oh J.* Rudder gap cavitation: Fundamental understanding and its suppression devices // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2010. Vol. 31. № 4. P. 640–650. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.02.013.
14. *Yu C., Dong X.-Q., Yang C.-J., Li W., Noblesse F.* Experimental investigation of the effects of blade geometry on pressure fluctuation and noise of tunnel thrusters // *Ships and Offshore Structures*. 2019. Vol. 14. P. 238–248. DOI: 10.1080/17445302.2018.1496566.
15. Becker Marine Systems. Becker Schilling Rudder; Becker Flap Rudder: technical product information. URL: <https://becker-marine-systems.com/products/manoeuvring-systems/> (дата обращения: 09.08.2026).
16. *Осовский Д.И., Придворов Б.Н.* Анализ состояния винторулевых комплексов и повышение их эффективности за счёт струйной механизации // *Вестник Керченского государственного морского технологического университета*. 2022. № 4. С. 181–194.
17. *Аносов А.П., Герман А.П., Шаринкова О.С.* Рулевые устройства с пером руля изменяемого профиля // *Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова*. 2015. № 89-2 (373-2). С. 197–202.

References:

1. International Maritime Organization. Resolution MSC.137(76). *Standards for Ship Manoeuvrability*. London, 2002. (In English). Available at: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MS137\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MS137(76).pdf) (accessed 09.08.2026).
2. Molland A. F., Turnock S. R. *Marine Rudders and Control Surfaces: Principles, Data, Design and Applications*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 386 p. (In English). DOI: 10.1016/B978-0-7506-6944-3.X5000-8.
3. Molland A.F., Turnock S.R. Wind Tunnel Tests on the Effect of a Ship Hull on Rudder-Propeller Performance at Different Angles of Drift. Ship Science Report no. 76. *University of*

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Southampton, 1995. (In English). Available at: <https://eprints.soton.ac.uk/46045/> (accessed 09.08.2026).

4. Badoe C.E., Phillips A.B., Turnock S.R. Influence of drift angle on the computation of hull–propeller–rudder interaction. *Ocean Engineering*, 2015, vol. 103, pp. 64–77. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.04.059.
5. Villa D., Franceschi A., Viviani M. Numerical Analysis of the Rudder–Propeller Interaction. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2020, vol. 8, no. 12, art. 990. (In English). DOI: 10.3390/jmse8120990.
6. Zaky M., Sano M., Yasukawa H. Improvement of maneuverability in a VLCC by a high lift rudder. *Ocean Engineering*, 2018, vol. 165, pp. 438–449. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2018.07.030.
7. Yasukawa H., Hirata N., Tanaka S., Hata H. Tank Tests on Low Speed Maneuvering of a Ship with VecTwin Rudder. *The Journal of Japan Institute of Navigation*, 2011, vol. 124, pp. 265–271. (In English). DOI: 10.9749/jin.124.265.
8. Johansen T.A., Fuglseth T.P., Tøndel P., Fossen T.I. Optimal constrained control allocation in marine surface vessels with rudders. *Control Engineering Practice*, 2008, vol. 16, no. 4, pp. 457–464. (In English). DOI: 10.1016/j.conengprac.2007.01.012.
9. Abramowicz-Gerigk T., Gerigk M. K. Experimental study on the selected aspects of bow thruster generated flow field at ship zero-speed conditions. *Ocean Engineering*, 2020, vol. 209, art. 107463. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2020.107463.
10. Feng Y., Chen Z., Dai Y., Cui L., Zhang Z., Wang P. Multi-objective optimization of a bow thruster based on URANS numerical simulations. *Ocean Engineering*, 2022, vol. 247, art. 110784. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2022.110784.
11. Kazemi M., Kornev N. Bow Thruster at Normal and Off-Design Conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2025, vol. 13, no. 8, art. 1463. (In English). DOI: 10.3390/jmse13081463.
12. Paik B.-G., Kim G.-D., Kim K.-S., Kim K.-Y., Suh S.-B. Measurements of the rudder inflow affecting the rudder cavitation. *Ocean Engineering*, 2012, vol. 48, pp. 1–9. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2012.03.005.
13. Rhee S.H., Lee C., Lee H.B., Oh J. Rudder gap cavitation: Fundamental understanding and its suppression devices. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, vol. 31, no. 4, pp. 640–650. (In English). DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.02.013.
14. Yu C., Dong X.-Q., Yang C.-J., Li W., Noblesse F. Experimental investigation of the effects of blade geometry on pressure fluctuation and noise of tunnel thrusters. *Ships and Offshore Structures*, 2019, vol. 14, pp. 238–248. (In English). DOI: 10.1080/17445302.2018.1496566.
15. Becker Marine Systems. *Becker Schilling Rudder; Becker Flap Rudder: technical product information*. (In English). Available at: <https://becker-marine-systems.com/products/manoeuvring-systems/> (accessed 09.08.2026).
16. Osovsky D.I., Pridvorov B.N. Analiz sostoyaniya vintorulevykh kompleksov i povyshenie ikh effektivnosti za schyot struynoy mekhanizatsii [Analysis of the state of propeller–rudder systems and improvement of their efficiency through jet flow control]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kerch State Maritime Technological University], 2022, no. 4, pp. 181–194. (In Russian).
17. Anosov A.P., German A.P., Sharinkova O.S. Rulevye ustroystva s perom rulya izmenyaemogo profilya [Steering devices with a variable-profile rudder blade]. *Trudy Tsentralnogo nauchno-issledovatel'skogo instituta im. akademika A.N. Krylova* [Transactions of the Krylov Central Research Institute], 2015, no. 89-2 (373-2), pp. 197–202. (In Russian).

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Сведения об авторах / Information about authors

Шаратов Алексей Сергеевич	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 relicts@yandex.ru
Sharatov Aleksei Sergeevich	Ph.D. (Eng.), Associate Professor at the Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 relicts@yandex.ru
Ениватов Валерий Владимирович	канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 valeriy.enivatov@gmail.com
Enivatov Valery Vladimirovich	Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Ship Power Plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 valeriy.enivatov@gmail.com
Болдецкая Анна Михайловна	преподаватель кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 seykgmtu@mail.ru
Boldetskaya Anna Mikhailovn	Lecturer at the Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 seykgmtu@mail.ru
Снигирев Владислав Михайлович	аспирант кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 seykgmtu@mail.ru
Snigirev Vladislav Mikhailovich	postgraduate student at the Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 seykgmtu@mail.ru

УДК 656.085

Ганнесен В.В., Петрова Е.Е.

АНАЛИЗ АВАРИЙНОСТИ И ТРАВМАТИЗМА МОРЯКОВ НА СУДАХ ТОРГОВОГО ФЛОТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ В ПЕРИОДЕ 2015-2025 ГГ.

Аннотация. Профессиональная деятельность на морских судах сопряжена с повышенной вероятностью возникновения аварийных ситуаций, большая часть которых создает потенциальную угрозу жизни и здоровью людей. Ежегодно публикуемые материалы расследований Госморречнадзора – государственного органа, наделенного полномочиями по расследованию аварийных случаев на судах морского и речного флота Российской Федерации, – свидетельствуют о сохраняющемся уровне аварийности. Цель данной работы состояла в анализе структуры аварийности торгового флота Российской Федерации в целом и в углубленном анализе обстоятельств аварий, включая аварии, повлекшие гибель и травмирование моряков. Изучение аварийности судов может стать основой для совершенствования системы обеспечения безопасности мореплавания, разработки целенаправленных профилактических мер и повышения устойчивости транспортной системы в целом.

Ключевые слова: аварийность, очень серьёзная авария, травматизм, транспортное судно, безопасность мореплавания, статистический анализ.

Gannesen V.V., Petrova E.E.

ANALYSIS OF ACCIDENTS AND INJURIES OF SEAFARERS ON THE RUSSIAN FEDERATION COMMERCIAL VESSELS WITHIN 2015-2025

Abstract. Professional performance on ships causes a risk of accidents most of which create a potential threat to human life and health. The annually published investigation data of Gosmorrechnadzor, the state body authorized to investigate accidents on sea and river ships of the Russian Federation, indicate a continuing level of accidents. The purpose of this work was to analyze the accident rate structure of the commercial ships of the Russian Federation as a whole and to analyze in-depth the circumstances of accidents, including accidents that caused the death and injury of seafarers. The study of ship accidents can become the basis for improving the maritime safety system, developing targeted preventive measures and increasing the stability of the entire transport system.

Keywords: accident rate, very serious accident, injury, transport vessel, safety of navigation, statistical analysis.

Введение. Морской и речной транспорт остаётся ключевым элементом как глобальной, так и национальной транспортной системы: на долю морских перевозок приходится свыше 60 % мирового грузооборота. Транспортные суда, выполняющие перевозки грузов и пассажиров, выступают системообразующим звеном этой инфраструктуры, от надёжности и безопасности эксплуатации которых напрямую зависят устойчивость логистических цепочек, экономическая эффективность перевозок и безопасность человеческой жизни.

Проблема травматизма на морском транспорте регулируется многоуровневой системой международных и национальных нормативно-правовых актов.

На международном уровне регулирование вопросов охраны жизни и здоровья моряков осуществляется посредством системы взаимосвязанных нормативно-правовых актов, разрабатываемых под эгидой Международной морской организации (ИМО) и Международной организации труда (МОТ). Ключевую роль в формировании нормативного каркаса безопасности мореплавания играют следующие документы.

Базовым актом, определяющим архитектурные и эксплуатационные требования к судам, выступает Международная конвенция по охране человеческой жизни на море 1974 года с

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

поправками (СОЛАС-74/78), в рамках которой зафиксированы обязательные параметры конструктивной целостности корпусов, противопожарной защиты, комплектования спасательным снаряжением и алгоритмов действий при чрезвычайных ситуациях [1].

Параллельно с этим Международная конвенция о стандартах подготовки и дипломирования моряков и несения вахты 1978 года (МК ПДНВ-78 с поправками) формирует унифицированные требования к уровню профессиональной компетентности морских специалистов, включая обязательную сертификацию навыков обеспечения личной безопасности и действий в условиях угрозы жизни на море [2].

В социально-трудовой сфере основополагающее значение имеет Конвенция о труде в морском судоходстве 2006 года (MLC 2006), нормативные положения которой гарантируют морякам защиту в процессе трудовой деятельности, доступ к квалифицированной медицинской помощи непосредственно на борту, а также механизмы материального возмещения при получении производственных травм или возникновении профессиональных заболеваний [3].

Дополнительным инструментом профилактики производственного травматизма служат Конвенция МОТ № 155 «О безопасности и гигиене труда» (1981 г.) и соответствующая ей Рекомендация МОТ № 164, регламентирующие универсальные принципы предупреждения несчастных случаев, распространяющиеся, в том числе, на специфику морской отрасли [4].

Наконец, институциональным механизмом реализации перечисленных требований на уровне отдельных судов выступает Международный кодекс по управлению безопасностью (МКУБ / ISM Code), принятый Резолюцией ИМО А.741(18) и интегрированный в Главу IX Конвенции СОЛАС. Указанный кодекс возлагает на судовладельцев обязанность разработки и поддержания функциональной Системы управления безопасностью (СУБ), охватывающей процедуры идентификации потенциальных опасностей, количественной оценки сопутствующих рисков и реализации превентивных мер по недопущению травматизма [5].

Кодекс расследований аварий и инцидентов на море (Casualty Investigation Code), принятый Резолюцией ИМО MSC.255(84), – устанавливает стандартизированный порядок расследования морских происшествий, включая случаи гибели и травмирования моряков, с целью выявления коренных причин и выработки превентивных мер [6].

Руководство ИМО по предотвращению несчастных случаев на борту судов (Code of Safe Practice for Solid Bulk Cargoes, а также серия циркуляров MSC/Circ.) – содержит практические рекомендации по безопасному выполнению грузовых, швартовных, ремонтных и иных судовых операций, сопряженных с повышенным риском травматизма.

В российском правовом поле механизмы реализации международных стандартов безопасности морской деятельности материализованы в системе отраслевых и межотраслевых законодательных актов. К числу наиболее значимых из них относятся:

Кодекс торгового мореплавания Российской Федерации (КТМ РФ) – в рамках Главы IX «Безопасность мореплавания» данный документ детализирует обязанности судовладельца по обеспечению надлежащих условий для безопасной работы экипажа, формулирует критерии мореходности судна и устанавливает алгоритм проведения расследований морских происшествий [7].

Трудовой кодекс Российской Федерации (ТК РФ) – раздел X «Охрана труда» закрепляет за работниками право на условия трудовой деятельности, соответствующие нормативам безопасности, и одновременно предписывает работодателям реализовывать комплекс превентивных мер, включающих проведение инструктажей, выдачу средств индивидуальной защиты и организацию расследований несчастных случаев, произошедших на производстве [8].

Федеральный закон от 07.03.2001 № 24-ФЗ «Кодекс внутреннего водного транспорта Российской Федерации» (в части, касающейся смешанного плавания) и Федеральный закон от 08.11.2007 № 261-ФЗ «О морских портах в Российской Федерации и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» – регулируют вопросы

безопасности в портовой инфраструктуре [9].

Положение о классификации и расследовании аварий или инцидентов на море, утвержденное Приказом Минтранса России от 24.12.2002 № 168 (с последующими изменениями), – определяет порядок расследования аварийных случаев на судах под российским флагом, включая несчастные случаи с членами экипажа [10].

Правила по охране труда на судах морского флота (ПОТ Р М-014-2000), утвержденные Постановлением Минтруда России, – детализируют требования безопасности при выполнении конкретных судовых операций: грузовых, швартовых, работ на высоте, в замкнутых пространствах, с электрооборудованием и др. [11].

Устав службы на судах морского флота и отраслевые руководящие документы (РД) – регламентируют распределение обязанностей членов экипажа в области безопасности, порядок проведения учений и тренировок, а также алгоритмы действий в аварийных ситуациях.

Таким образом, нормативно-правовая база, казалось бы, формирует всеобъемлющую систему защиты жизни и здоровья моряков. Однако сохранение высокого уровня травматизма свидетельствует о системном разрыве между формальными требованиями и их фактической реализацией в повседневной судовой практике.

Статистические данные по аварийности свидетельствуют, что частота инцидентов сохраняется на ощутимом уровне. Аварии транспортных судов сопряжены не только с существенными экономическими потерями, но и с риском для жизни и здоровья экипажей и пассажиров, а также с угрозой экологической безопасности.

Анализ причин аварийности показывает её многофакторный характер. Наряду с техническими факторами, такими как износ судовых конструкций и оборудования, отказы навигационных и энергетических систем, некачественный ремонт, существенную роль продолжает играть человеческий фактор: ошибки судоводителей, нарушения процедур эксплуатации оборудования, нарушения техники безопасности. Если на это еще накладываются сложные внешние условия плавания, такие как сложная гидрометеорологическая обстановка, стеснённая акватория с интенсивным судоходством, то это увеличивает риск развития аварийной ситуации. Результаты исследования аварийности позволяют выявить её закономерности и могут послужить основой для совершенствования системы обеспечения безопасности мореплавания, разработки адресных профилактических мер и повышения устойчивости транспортной системы в целом.

Материалы и методы исследования. В качестве объекта исследования определена динамика и структура аварийных случаев на судах торгового флота Российской Федерации.

Предметом изучения выступает верифицированная информационная база, включающая статистические сводки и отчеты о расследовании инцидентов, обнародованные Госморречнадзором в период с 2015 по 2025 год [12].

Методологическую основу исследования составили общенаучные подходы, в частности, методы статистической обработки данных, ретроспективного и сравнительного анализа, позволяющие объективно оценить текущее состояние и тенденции развития аварийности в отрасли.

Статистический анализ аварийности. В рамках мониторинга состояния безопасности мореплавания Госморречнадзор ежегодно представляет сводные отчеты, фиксирующие инциденты, квалифицируемые как «серьезные» и «очень серьезные» аварии. Особое внимание в публикуемых материалах уделяется протоколам технических расследований происшествий, результатом которых стала гибель людей. Комплексный анализ представленной статистической выборки демонстрирует устойчивую тенденцию: усредненное количество аварийных случаев указанной категории тяжести на судах торгового флота Российской Федерации составляет около 10 инцидентов в год. (рис. 1).

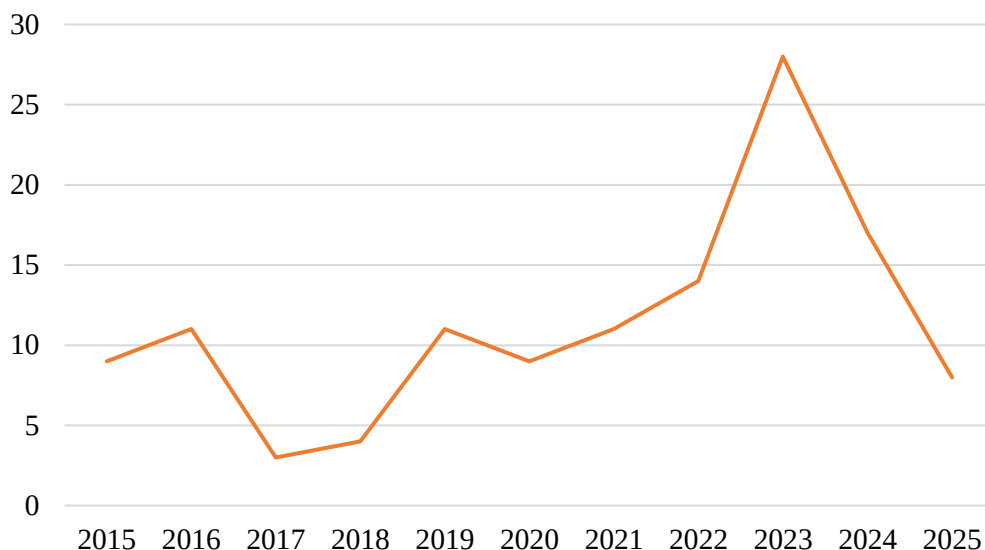


Рисунок 1 – Динамика количества серьезных и очень серьезных аварий с судами торгового флота, плавающими под флагом РФ в периоде 2015-2025 гг.

Как следует из рисунка 1 больше всего серьезных и очень серьезных аварий с судами торгового флота было зарегистрировано в 2023 году. Всплеск на графике связан с нетипично большим количеством поломок главного двигателя, столкновений и навалов на причал.

Если анализировать состояние аварийности на судах торгового флота в различных регионах страны, то выясняется, что подавляющее суммарное число аварий за рассматриваемый период приходится на суда Черноморского и Дальневосточного бассейнов (рис. 2).

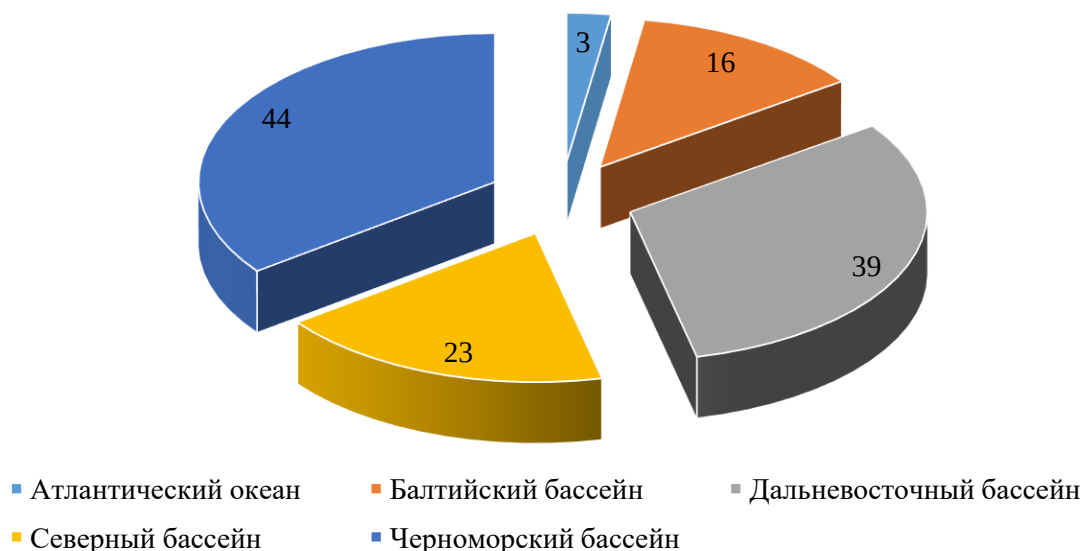


Рисунок 2 – Структура серьезных и очень серьезных аварий на судах торгового флота по регионам РФ в периоде 2015-2025 гг.

Структурирование аварий по виду показывает, что для судов торгового флота основными видами аварийных случаев являются травмы, включая те, что привели к смерти пострадавшего (рис. 3).

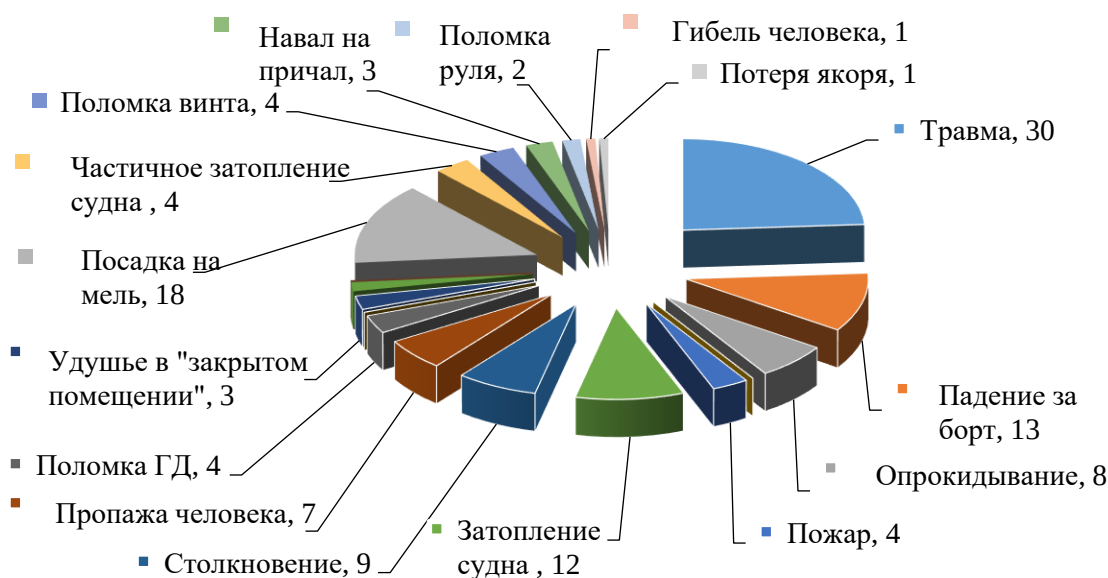


Рисунок 3 – Суммарное количество серьёзных и очень серьёзных аварий на судах торгового флота РФ в периоде 2015-2025 гг.: структурирование по виду АС

Среди видов аварийных случаев есть те, которые происходили регулярно в рассматриваемом периоде времени, и те, которые не имеют системного характера. Динамика видов аварийных случаев, которые происходят регулярно, отображена на рисунке 4.

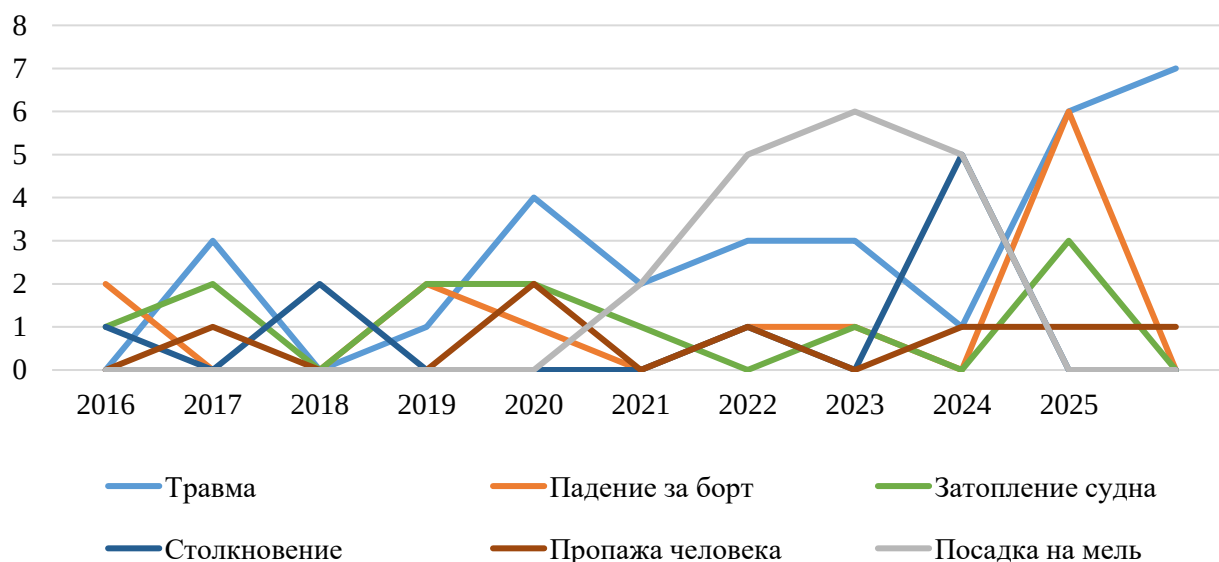


Рисунок 4 – Динамика видов аварийных случаев, которые происходили регулярно на судах торгового флота РФ в периоде 2015-2025 гг.

С экономической точки зрения обращают на себя внимание немногочисленные, но регулярные столкновения, посадки на мель и гибель судов, затонувших по различным причинам. Среди аварийных случаев, происходящих регулярно, численно преобладают травмы членов экипажей [13, 14]. Обстоятельства, при которых пострадали люди, отображены на рисунке 5.

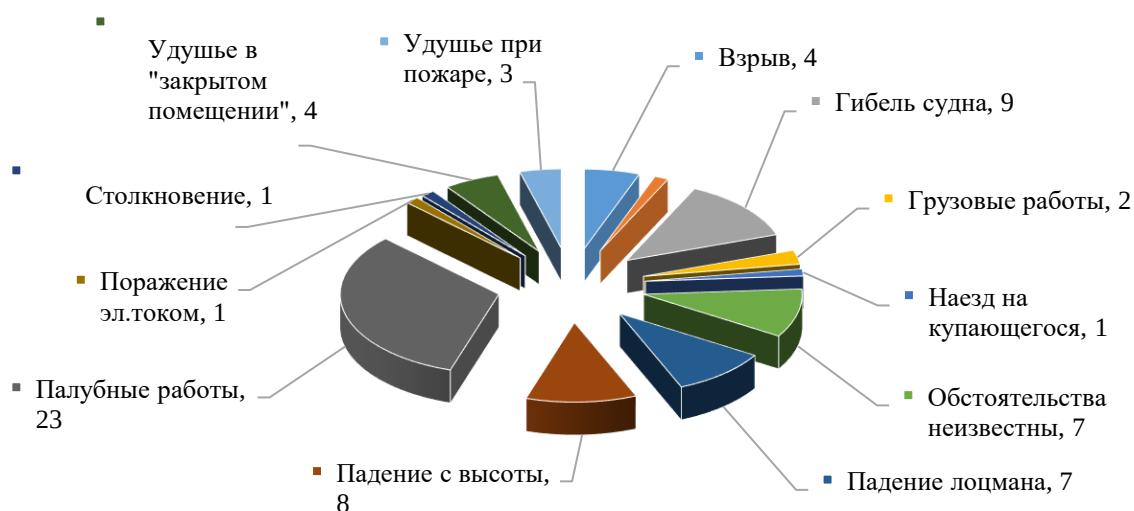


Рисунок 5 – Суммарное количество аварийных случаев на судах торгового флота РФ в периоде 2015-2025 гг., в которых пострадали люди: структурирование по обстоятельствам АС

Анализ статистических данных показывает, что почти каждый четвертый аварийный случай, в которых пострадали люди, произошел во время различных палубных работ. Наибольшее количество таких АС произошло во время швартовных операций, когда люди получали травмы от удара оборвавшегося швартова, либо швартова, соскочившего под натяжением с турачки. Аналогичные травмы получали члены экипажей портовых буксиров при работе с буксирной линией во время обслуживания транспортных судов.

Последствия аварийных случаев, в которых пострадали люди, отображены на рисунке 6.

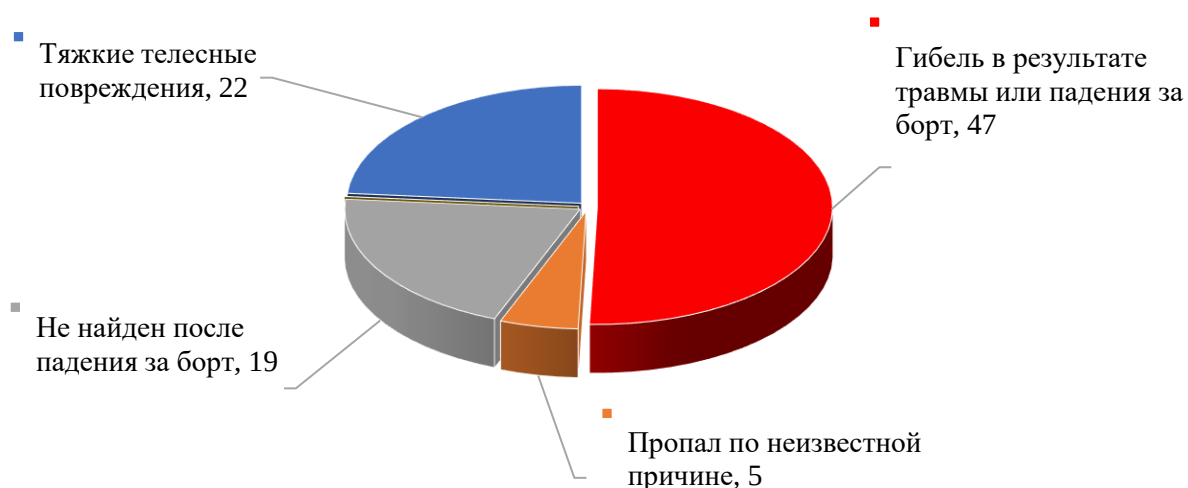


Рисунок 6 – Суммарное количество людей, пострадавших в результате аварий на судах торгового флота РФ в периоде 2015-2025 гг.: структурирование по последствиям АС

Получение тяжелых травм также чаще всего заканчивается гибелью пострадавшего. Количество людей, погибших в результате этих аварийных случаев, отображено на рисунке 7 (в общее число погибших в данном графике включены также пропавшие без вести в результате взрывов и гибели судов).

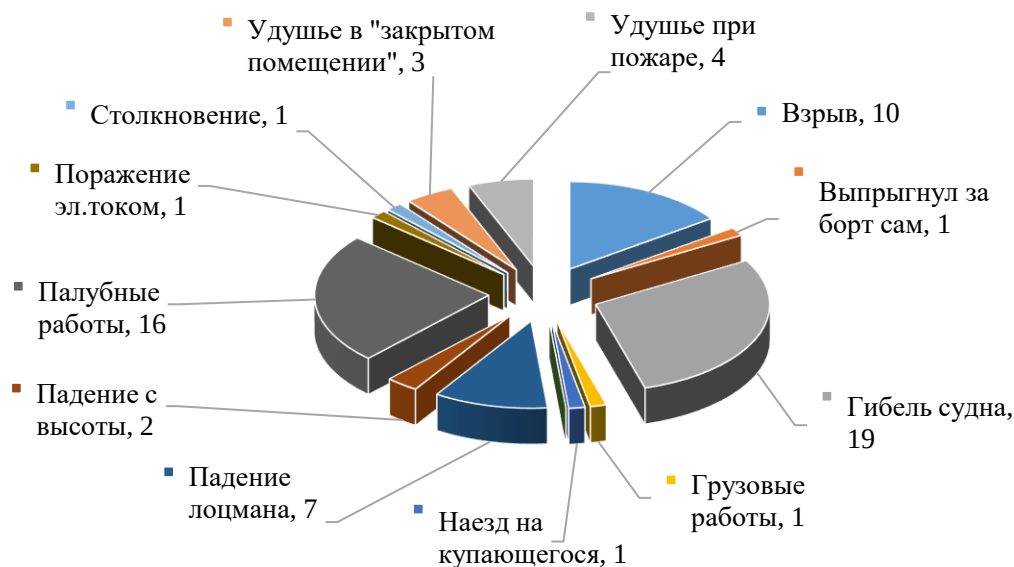


Рисунок 7 – Суммарное количество людей, погибших в результате аварий на судах торгового флота РФ в периоде 2015-2025 гг.: структурирование по обстоятельствам АС

Выводы. Анализ статистики показывает, что большое число аварийных случаев со смертельным исходом происходит при проведении палубных работ (главным образом, во время работы со швартовными и буксирными тросами). Если гибель людей во время взрыва или гибели судна представляется трагичной, но объяснимой, то большое число смертей при проведении палубных работ требует более детального изучения обстоятельств и принятия соответствующих мер повышения безопасности. Такого же изучения требует большое число падений со смертельным исходом лоцманов.

Протоколы расследований показывают, что причиной практически всех несчастных случаев, не связанных с пожарами, взрывами и гибелью судна, является нарушение техники безопасности [15]. Эти нарушения зачастую связаны с недостаточной профессиональной подготовкой экипажа, а также низким уровнем контроля, за соблюдением правил со стороны руководства судна. А в основании аварийных случаев с пожарами, взрывами, столкновениями, посадками на мель, опрокидыванием и затоплением судна лежат нарушения системы управления безопасностью, ошибочные действия экипажа как следствие недостаточной квалификации, либо безответственности [16].

Изучение структуры, динамики и причин травматизма на судах торгового флота Российской Федерации приобретает особую актуальность в контексте нескольких взаимосвязанных тенденций:

- кадровый дефицит в морском флоте и привлечение к работе на судах моряков с недостаточным опытом или прошедших ускоренную подготовку увеличивают вероятность ошибок, ведущих к травмам.

- цифровая трансформация судоходства и постепенный переход к автономному и полуавтономному судовождению ставят принципиально новые вопросы о распределении ответственности за безопасность, о характере профессиональных рисков и о необходимости пересмотра существующих нормативных подходов.

- обязательства Российской Федерации в рамках ратифицированных международных конвенций (СОЛАС, ПДНВ, МLC 2006) требуют систематического мониторинга состояния безопасности на судах под национальным флагом и разработки научно обоснованных мер по снижению травматизма.

Таким образом, комплексный анализ аварийности и травматизма на судах торгового флота Российской Федерации является не только научной задачей, но и практической

необходимостью. Результаты такого анализа способны стать основой для совершенствования нормативно-правовой базы, разработки целенаправленных профилактических программ, модернизации системы профессиональной подготовки моряков и, в конечном счете, повышения устойчивости национальной транспортной системы в целом.

Список использованной литературы:

1. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS). London: International Maritime Organization (IMO). 1974.
2. International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW). London: IMO. 1978.
3. Maritime Labour Convention (MLC). Geneva: International Labour Organization (ILO). 2006.
4. Occupational Safety and Health Convention, 1981 (№ 155) and Occupational Safety and Health Recommendation, 1981 (№ 164). Geneva: ILO.
5. International Management Code for the Safe Operation of Ships and for Pollution Prevention (ISM Code). Resolution A.741(18), as amended. London: IMO.
6. Code of the International Standards and Recommended Practices for a Safety Investigation into a Marine Casualty or Marine Incident (Casualty Investigation Code). Resolution MSC.255(84). London: IMO.
7. Кодекс торгового мореплавания Российской Федерации № 81-ФЗ от 30.04.1999 г. (с последующими изменениями и дополнениями). URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_22916/. (дата обращения: 12.08.2026).
8. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 г. № 197-ФЗ. URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34683/. (дата обращения: 12.08.2026).
9. «О морских портах в Российской Федерации и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»: федеральный закон № 261-ФЗ от 08.11.2007 г. URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_72390/. (дата обращения: 12.08.2026).
10. «Об утверждении Положения о классификации и расследовании аварий или инцидентов на море»: приказ Минтранса России № 168 от 24.12.2002 г. (с последующими изменениями). URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_504546/. (дата обращения: 12.08.2026).
11. «Об утверждении Правил по охране труда на морских судах и судах внутреннего водного транспорта»: приказ Минтруда России № 886н от 11.12.2020 г. (ред. от 29.04.2025 г.). URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_373316/. (дата обращения: 12.08.2026).
12. Официальный сайт «Госморречнадзор». URL: <https://rostransnadzor.gov.ru/rostransnadzor/podrazdeleniya/sea> (дата обращения: 13.08.2026).
13. Томилин А.Н., Томилина С.Н., Туктаров Р.Р. О некоторых путях предупреждения гибели и травматизма моряков на российских судах // Эксплуатация морского транспорта. 2025. № 1 (114). С. 31-41.
14. Томилина С.Н., Боран-Кешишьян А.Л. Анализ гибели моряков на судах отечественного флота: состояние, причины, пути укрепления охраны труда // Эксплуатация морского транспорта. 2022. № 2 (103). С. 19-24.
15. Ганнесен В.В., Петрова Е.Е. О доступности материалов расследования аварий морских судов // Научные труды Дальрыбвтуза. 2023. Т. 66. № 4. С. 153-161. DOI: 10.48612/dalrybvtuz/2023-66-19.
16. Ганнесен В.В., Соловьева Е.Е. Человеческий фактор как одна из основных причин аварийности // Научные труды Дальрыбвтуза. 2022. Т. 61. № 3. С. 64-69.

References:

1. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS)*. London, International Maritime Organization (IMO) Publ., 1974. (In English).
2. *International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW)*. London, IMO Publ., 1978. (In English).
3. *Maritime Labour Convention (MLC)*. Geneva, International Labour Organization (ILO) Publ., 2006. (In English).
4. *Occupational Safety and Health Convention, 1981 (no. 155) and Occupational Safety and Health Recommendation, 1981 (no. 164)*. Geneva, ILO Publ. (In English).
5. *International Management Code for the Safe Operation of Ships and for Pollution Prevention (ISM Code). Resolution A.741(18), as amended*. London, IMO Publ. (In English).
6. *Code of the International Standards and Recommended Practices for a Safety Investigation into a Marine Casualty or Marine Incident (Casualty Investigation Code). Resolution MSC.255(84)*. London, IMO Publ. (In English).
7. Russian Federation. The Federal Law of the Russian Federation № 81-FZ of April 30, 1999 (as amended and supplemented) «*Kodeks trgovogo moreplavaniya Rossiyskoy Federatsii*» [Merchant Shipping Code of the Russian Federation]. (In Russian). Available at: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_22916/ (accessed 12.08.2026).
8. Russian Federation. The Federal Law of the Russian Federation № 197-FZ of December 30, 2001, «*Trudovoy kodeks Rossiyskoy Federatsii*» [Labor Code of the Russian Federation]. (In Russian). Available at: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34683/. (accessed 12.08.2026).
9. Russian Federation. The Federal Law of the Russian Federation № 261-FZ of November 8, 2007, «*O morskikh portakh v Rossiyskoy Federatsii i o vnesenii izmeneniy v otdel'nyye zakonodatel'nyye akty Rossiyskoy Federatsii*» [“On Seaports in the Russian Federation and on Amendments to Certain Legislative Acts of the Russian Federation”]. (In Russian). Available at: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_72390/. (accessed 12.08.2026).
10. Russian Federation. Order of the Ministry of Transport of Russia № 168 of December 24, 2002 (as amended), «*Ob utverzhdenii Polozheniya o klassifikatsii i rassledovanii avariyy ili intsidentov na more*» [“On Approval of the Regulation on the Classification and Investigation of Marine Accidents or Incidents”]. (In Russian). Available at: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_504546/. (accessed 12.08.2026).
11. Russian Federation. Order of the Ministry of Labor of Russia № 886n of December 11, 2020 (as amended of April 29, 2025), «*Ob utverzhdenii Pravil po okhrane truda na morskikh sudakh i sudakh vnutrennego vodnogo transporta*» [“On Approval of Occupational Safety Rules for Sea-Going Vessels and Inland Waterway Vessels”]. (In Russian). Available at: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_373316/. (accessed 12.08.2026).
12. *Ofitsial'nyy sayt «Gosmorrechnadzor»* [Official Site “Gosmorrechnadzor”]. (In Russian). Available at: <https://rostransnadzor.gov.ru/rostransnadzor/podrazdeleniya/sea> (accessed 13.08.2026).
13. Tomilin A.N., Tomilina S.N., Tuktarov R.R. O nekotorykh putyakh preduprezhdeniya gibeli i travmatizma moryakov na rossiyskikh sudakh [On Some Ways to Prevent Seafarer Fatalities and Injuries on Russian Vessels]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of Marine Transport], 2025, no. 1 (114), pp. 31-41. (In Russian).
14. Tomilina S.N., Boran-Keshish'yan A.L. Analiz gibeli moryakov na sudakh otechestvennogo flota: sostoyaniye, prichiny, puti ukrepleniya okhrany truda [Analysis of seafarer fatalities on domestic fleet vessels: current situation, causes, and ways to strengthen occupational safety]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of Marine Transport], 2022, no. 2 (103), pp. 19-24. (In Russian).
15. Gannesen V.V., Petrova Ye.Ye. O dostupnosti materialov rassledovaniya avariyy morskikh sudov

[On the accessibility of marine accident investigation materials]. *Nauchnyye trudy Dal'rybvtuza* [Scientific Proceedings of Dalrybvtuz], 2023, vol. 66, no. 4, pp. 153-161. (In Russian). DOI: 10.48612/dalrybvtuz/2023-66-19.

16. Gannesen V.V., Solov'yeva Ye.Ye. Chelovecheskiy faktor kak odna iz osnovnykh prichin avariynosti [The human factor as one of the main causes of accidents]. *Nauchnyye trudy Dal'rybvtuza* [Scientific Proceedings of Dalrybvtuz], 2022, vol. 61, no. 3, pp. 64-69. (In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

Ганнесен Виталий Витальевич	доцент кафедры «Судовождение» Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет 690087, г. Владивосток, ул. Луговая, д. 52-Б
Gannesen Vitaly Vitalyevich	Associate Professor Navigation Department Far Eastern State Technical Fisheries University 690087, Russian Federation, Vladivostok, Lugovaya str., 52-B
Петрова Екатерина Евгеньевна	канд. техн. наук, доцент кафедры «Судовождение» Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет 690087, г. Владивосток, ул. Луговая, д. 52-Б pillers@mail.ru
Panov Mikhail Alexandrovich	Ph.D. (Engin.), Associate Professor Navigation Department Far Eastern State Technical Fisheries University 690087, Russian Federation, Vladivostok, Lugovaya str., 52-B pillers@mail.ru

УДК 639.2.081:004.942:681.5

Ивановский А.Н.

**ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ И ПАРАМЕТРОВ СВЯЗИ НА ПРОСТРАНСТВЕННОЕ
ПОЛОЖЕНИЕ ТРАЛА: ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ НА
РЕДУЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ**

Аннотация. Рассмотрено влияние длины ваера и параметров связи судно–трал на пространственное положение трала. Выполнен полный факторный вычислительный эксперимент из 125 расчётов прямолинейной буксировки на редуцированной модели. Варьировались длина ваера, податливость связи и коэффициент затухания. Скорость буксировки составляла 1,8 м/с при постоянном поперечном течении. Расхождение с квазистатической оценкой не превысило 0,053 %. Заглубление трала менялось от 80,7 до 108,9 м, поперечный увод – от 6,80 до 9,29 м. Нормированная чувствительность заглубления к длине ваера равна 1,022, увода – 1,027. К податливости связи чувствительность в 25–37 раз ниже. К коэффициенту затухания она практически нулевая. В режимах стравливания ваера и разгона трёхкратное изменение затухания не меняет ни конечного положения трала, ни времени установления. Предложен поэтапный порядок идентификации параметров модели.

Ключевые слова: судно-траловый комплекс, заглубление трала, увод трала, длина ваера, податливость связи, чувствительность, идентификация параметров.

Ivanovskii A.N.

**EFFECT OF WARP LENGTH AND LINK PARAMETERS ON THE SPATIAL POSITION
OF A TRAWL: A COMPUTATIONAL EXPERIMENT ON A REDUCED-ORDER MODEL**

Abstract. The paper examines how the warp length and the vessel–trawl link parameters affect the spatial position of a trawl. A full factorial computational experiment of 125 straight-towing runs was carried out on a reduced-order model. The warp length, the link compliance and the damping ratio were varied. The towing speed was 1.8 m/s with a constant cross-current. The deviation from the quasi-static estimate did not exceed 0.053 %. The trawl depth varied from 80.7 to 108.9 m, the lateral offset from 6.80 to 9.29 m. The normalised sensitivity of depth to warp length is 1.022, of offset 1.027. Sensitivity to link compliance is 25–37 times lower. Sensitivity to the damping ratio is essentially zero. In warp pay-out and speed-increase regimes a threefold change of damping shifts neither the final trawl position nor the settling time. A staged order of model parameter identification is proposed.

Keywords: vessel–trawl system, trawl depth, trawl offset, warp length, link compliance, sensitivity, parameter identification.

Введение. Длина вытравленного ваера – основное оперативное средство управления положением трала. Инженерные руководства связывают заглубление с длиной ваера и углом его схода. При этом они подчёркивают приближённый характер таких оценок [1]. В динамической постановке на результат влияют ещё податливость связи, демпфирование, сопротивление орудия лова и течение. Для практического применения модели важно знать, какие из этих параметров действительно определяют положение трала, а какие можно задавать ориентировочно.

Цель исследования. Целью исследования является количественная оценка чувствительности установившихся заглубления и поперечного увода трала к длине ваера, податливости связи и коэффициенту затухания. Дополнительно проверяется, в каких режимах эти параметры вообще наблюдаемы. Полный факторный план позволяет оценить совместное влияние параметров, в отличие от последовательного варьирования одного фактора. Переходные расчёты нужны, чтобы отделить параметры, различимые по установившемуся

положению, от параметров, для которых нужны динамические данные.

Материалы и методы исследования. Высокодетальные модели представляют траловую систему множеством сосредоточенных масс и упругих линий [2, 3]. Редуцированные модели проще. Их применяют для быстрых расчётов и синтеза управления [4]. В обоих случаях параметры связей нужно обосновывать. Сопоставление численного моделирования, бассейновых испытаний и натурных наблюдений показывает, что единая модель не даёт одинаковой точности во всех режимах [5]. Классификация уровней описания и выбор редуцированной модели для автоматизированного управления даны в [6].

Совместное оценивание состояния и параметров трёхмерной модели буксируемого кабеля с помощью ансамблевого фильтра Калмана рассмотрено в [7]. Однозвенные и двухзвенные стержневые модели буксирных линий предложены в [8]. Расчётные нагрузки со стороны траловой системы на лебёдку промыслового судна моделировались в [9]. Отклик подводной буксируемой системы на изменение длины кабеля исследован в [10]. Натяжение ваеров траулеров в натурных испытаниях сопоставлялось с динамическими моделями и моделями, построенными по данным [11, 12].

В перечисленных работах чувствительность положения трала к параметрам связи обычно не разделяется по типу режима. Остаётся неясным, какие параметры можно уточнить по стационарным данным, а какие только по динамическим. Ответ на этот вопрос нужен для постановки задачи идентификации модели.

Использована пространственная редуцированная модель судно-тралового комплекса [6]. Судно движется по заданному кинематическому закону. Трал представлен агрегированной материальной точкой с присоединённой массой. Левый и правый ваера описаны односторонними упруго-вязкими связями. Гидродинамическое сопротивление трала содержит линейную и квадратичную составляющие.

Жёсткость связи задана как доля k от продольной жёсткости стального каната EA/L . Величина k отражает податливость связи в целом. Сюда входят распрямление провисшего ваера и смещение траловых досок под нагрузкой. Упругость самой стали вносит в эту податливость малую долю. Демпфирование задано через относительный коэффициент затухания ζ , поэтому его можно менять независимо от жёсткости.

Обоим ваерам подаётся одинаковая команда длины. Поперечный увод в этой серии создаётся постоянным течением, а не искусственной разностью длин. Скорость судна равна 1,8 м/с, продолжительность каждого расчёта – 1800 с, шаг интегрирования – 0,1 с. Использована схема Рунге–Кутты четвёртого порядка. Численные ограничители скорости и ускорения отключены. Суммарное число их срабатываний по всем расчётам равно нулю.

Установившиеся значения определялись не осреднением по фиксированному окну, а детектором установившегося режима. Он находит самый ранний участок, где размах ряда до конца записи не превышает заданного допуска. Все 125 расчётов плана вышли на установившийся режим. Смещение оценки из-за незаконченного переходного процесса тем самым исключено. Уровни факторов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Уровни факторов полного плана

Фактор	Обозначение	Уровни	Базовое значение
Длина ваера, м	L	260; 280; 300; 320; 340	300
Доля жёсткости каната	k	0,030; 0,040; 0,050; 0,060; 0,070	0,050
Коэффициент затухания	ζ	0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6	0,4

Всего выполнено $5 \times 5 \times 5 = 125$ расчётов. В базовой точке плана эквивалентная жёсткость связи составляет 2217 Н/м, демпфирование – 2819 Н·с/м.

При установившейся прямолинейной буксировке ускорение трала равно нулю. Сумма натяжений ваеров тогда компенсирует сопротивление трала и его вес в воде. Из этого баланса находятся угол схода связи и заглубление трала при известной нагруженной длине.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

Динамический расчёт сравнивался с такой оценкой во всех 125 точках плана. Расхождение нигде не превысило 0,053 %.

Совпадение подтверждает корректность реализации модели. Оно показывает и другое. На установившемся прямом ходе редуцированная модель сводится к квазистатическому соотношению. Для расчёта стационарного положения трала динамическая модель поэтому избыточна. Её преимущество проявляется в переходных и манёвренных режимах, где квазистатические соотношения неприменимы.

Для сопоставления факторов использована безразмерная локальная чувствительность в базовой точке плана. Она вычисляется по формуле 1:

$$S = \frac{\partial y}{\partial p} \cdot \frac{p_0}{y_0}, \quad (1)$$

где y – выходная величина (заглубление трала или модуль увода),

m ; p – параметр модели; индекс 0 обозначает значения в базовой точке плана.

Результаты исследования и их обсуждение. Факторный план выполнен при фиксированной скорости буксировки. На промысле положение трала регулируют одновременно длиной ваера и скоростью хода. Поэтому дополнительно рассчитана сетка из 64 режимов. Длина ваера менялась от 240 до 380 м, скорость траления – от 1,2 до 2,6 м/с при неизменной оснастке. Результат представлен номограммой на рисунке 1.

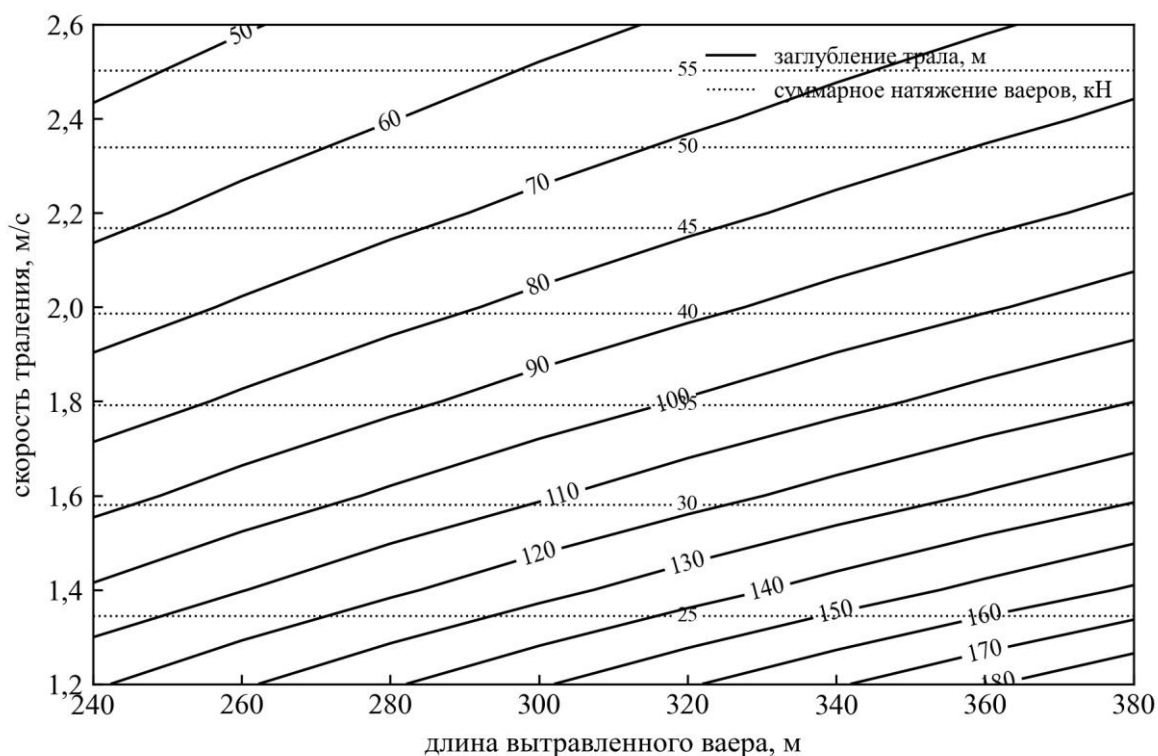


Рисунок 1 – Номограмма установившегося заглубления трала и суммарного натяжения ваеров

Заглубление в исследованной области меняется от 45,4 до 189,1 м. Изолинии заглубления заметно искривлены. При малых скоростях приращение длины ваера даёт большее приращение заглубления, чем при высоких. При длине ваера 300 м рост скорости с 1,2 до 2,6 м/с уменьшает заглубление с 149,0 до 57,3 м, то есть в 2,6 раза. При скорости 1,8 м/с рост длины ваера с 240 до 380 м повышает заглубление с 74,9 до 119,9 м. Скорость хода влияет на горизонт хода трала не слабее длины ваера. На промысле её при этом меняют реже.

Изолинии суммарного натяжения ваеров почти горизонтальны. При скорости 1,8 м/с

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

натяжение равно 35,2 кН во всём диапазоне длин. При изменении скорости с 1,2 до 2,6 м/с оно растёт с 22,2 до 58,1 кН. Это следует из условия равновесия. Натяжение уравнивает сопротивление троса и его вес в воде и от длины связи не зависит. Измеренное натяжение характеризует скорость обтекания и состояние орудия лова. О заглублинии оно само по себе не говорит. Для оценки заглублиния нужна совместная обработка натяжения и длины ваера.

Вернёмся к факторному плану. При базовых податливости и затухании рост длины ваера с 260 до 340 м повышает заглублиние с 81,36 до 107,02 м. Модуль увода растёт с 6,90 до 9,09 м. Рост доли жёсткости с 0,030 до 0,070 при фиксированной длине уменьшает заглублиние лишь на 2,36 м, около 2,5 % от базового значения. Чем жёстче связь, тем меньше она удлиняется под нагрузкой. По всем 125 комбинациям плана заглублиние лежит в пределах 80,74–108,90 м, модуль увода – 6,80–9,29 м.

Нормированная чувствительность, вычисленная по формуле 1, приведена в таблице 2.

Таблица 2 – Нормированная локальная чувствительность в базовой точке

Параметр	Выход	Базовое значение выхода	Производная	Нормированная чувствительность
Длина ваера	Заглублиние, м	94,190	0,3208	1,022
Длина ваера	Модуль увода, м	8,000	0,0274	1,027
Податливость связи	Заглублиние, м	94,190	–51,6993	–0,027
Податливость связи	Модуль увода, м	8,000	–6,6679	–0,042
Коэффициент затухания	Заглублиние, м	94,190	0,0000	0,000
Коэффициент затухания	Модуль увода, м	8,000	0,0000	0,000

Ту же картину подтверждает прямой численный эксперимент. Базовый расчёт сравнивается с тремя расчётами, где один параметр увеличен на 10 % при неизменном сценарии. На рисунке 2 показаны разности рядов относительно базового расчёта при сравнении ваера.

Рост длины ваера на 10 % смещает установившееся заглублиние на 9,64 м. Смещение сохраняется и до, и после манёвра. Рост податливости связи на те же 10 % даёт смещение всего 0,23 м. Оно различимо только в увеличенном масштабе. Рост коэффициента затухания заглублиние не меняет вовсе. Разность не превышает 0,001 м, это уровень погрешности расчёта.

По натяжению картина другая. Отклик дают все три параметра, но только на протяжении переходного процесса. Отклонения не превышают 1 кН и затухают примерно за 80 с после начала стравливания. Значит, натяжение ваера несёт информацию обо всех трёх параметрах. Извлечь её можно только из динамических данных.

Чувствительность к длине ваера выше чувствительности к податливости связи примерно в 37 раз для заглублиния и в 25 раз для модуля увода. Чувствительность к коэффициенту затухания не превышает 0,001. Установившееся положение троса от демпфирования связи практически не зависит. Причина проста. Демпфирующая сила пропорциональна продольной относительной скорости, а в установившемся режиме эта скорость равна нулю.

Демпфирование не влияет на стационарное положение троса. Это ещё не значит, что параметр не проявляется вовсе. Для проверки выполнены два переходных эксперимента при прочих равных условиях. Первый – стравливание ваера на 40 м за 30 с. Второй – рост скорости буксировки с 1,8 до 2,4 м/с за 20 с. В каждом эксперименте коэффициент затухания менялся в пределах плана, то есть втрое.

Результаты показаны на рисунке 3.

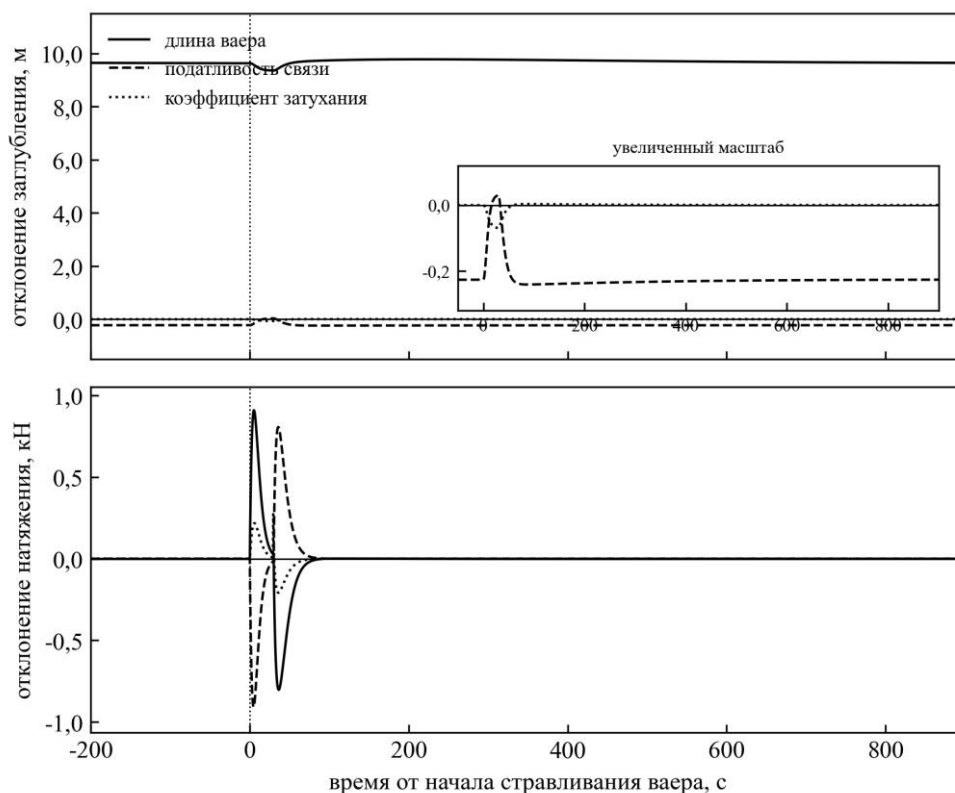


Рисунок 2 – Отклик заглубления и суммарного натяжения на увеличение каждого параметра на 10 % (врезка – увеличенный масштаб)

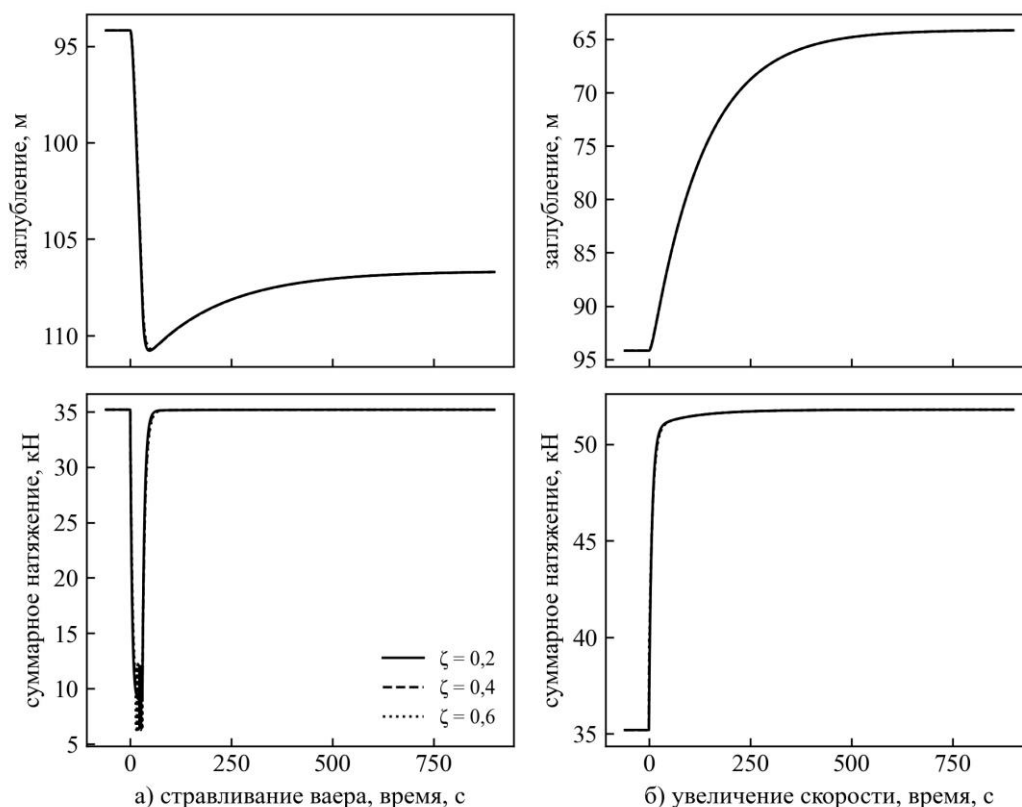


Рисунок 3 – Переходные режимы при разных значениях коэффициента затухания: а) стравливание ваера; б) увеличение скорости буксировки

Числовые показатели приведены в таблице 3. При стравливании ваера заглубление

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

меняется с 94,18 до 106,71 м. Время установления составляет около 305 с. При трёхкратном изменении ζ оно меняется меньше чем на 1,5 с. При увеличении скорости трал поднимается с 94,18 до 64,16 м. Время установления во всех расчётах одинаково и равно 500 с. Установившееся суммарное натяжение – 51,80 кН.

Таблица 3 – Переходные режимы при разных значениях коэффициента затухания

Режим	ζ	$c, \text{Н} \cdot \text{с/м}$	h до, м	h после, м	Время установления, с	Пик натяжения, кН
Стравливание	0,2	1409	94,18	106,71	303,6	35,19
Стравливание	0,3	2114	94,18	106,71	304,1	35,19
Стравливание	0,4	2819	94,18	106,71	304,7	35,19
Стравливание	0,5	3523	94,18	106,71	304,7	35,19
Стравливание	0,6	4228	94,18	106,71	304,5	35,19
Разгон	0,2	1409	94,18	64,16	500,4	51,80
Разгон	0,3	2114	94,18	64,16	500,4	51,80
Разгон	0,4	2819	94,18	64,16	500,4	51,80
Разгон	0,5	3523	94,18	64,16	500,4	51,80
Разгон	0,6	4228	94,18	64,16	500,4	51,80

Различие между крайними значениями затухания проявляется только на начальном участке переходного процесса. При стравливании максимальное расхождение по суммарному натяжению составляет 3,21 кН на пятнадцатой секунде, по заглублению – 0,52 м. Расхождение по натяжению падает ниже 0,5 кН через 52 с. При разгоне эти величины равны 3,10 кН и 0,093 м, а расхождение исчезает уже через 4 с. На рисунке 3 кривые для разных ζ практически неразличимы. Это главный результат данного эксперимента.

Причина в том, что оба переходных процесса квазистатические. Трал последовательно проходит через равновесные положения. Темп процесса задаёт баланс гидродинамического сопротивления и результирующей силы вниз, а не демпфирование связи. Демпфирующая сила становится сопоставимой с прочими только при резких изменениях длины или тяги, короче нескольких секунд.

Полученные оценки позволяют разделить параметры модели по типу нужных для них данных. Длина ваера и геометрия точек крепления требуют наиболее точного контроля. Ошибка в длине смещает и заглубление, и увод с коэффициентом, близким к единице. Эти величины доступны по штатным измерениям лебёдок. Специальные режимы для их уточнения не нужны.

Эквивалентная податливость связи вносит вторичный, но различимый вклад. Её можно уточнять по совместным данным о положении трала и натяжении ваеров при разной длине ваера. Коэффициент затухания по установившемуся положению не идентифицируется вовсе. По переходным режимам он идентифицируется плохо. Различия сопоставимы с погрешностью штатных измерений натяжения и держатся лишь несколько десятков секунд. Для оценки затухания нужны данные с высоким темпом опроса на режимах с быстрым изменением нагрузки. К ним относятся рывки при выборке, работа на волнении, экстренные изменения тяги.

Отсюда следует практический вывод. Задачу идентификации стоит ставить поэтапно. Сначала оцениваются геометрические параметры по стационарным данным. Затем оценивается податливость по совместным данным положения и натяжения. Демпфирование оценивается последним, по динамическим данным. Попытка оценить все три группы параметров сразу по стационарным измерениям даст плохо обусловленную задачу. Параметры будут взаимно компенсироваться.

План даёт вычислительную, а не статистическую проверку. Все 125 точек детерминированы и не содержат измерительного шума. Построенные профили характеризуют

чувствительность модели, а не доверительные интервалы натурального объекта. В модели нет распределённой массы и провеса ваера, собственной динамики траловых досок, деформации сетной оболочки, контакта с грунтом и динамики судна. Постоянное течение введено лишь для того, чтобы получить ненулевой поперечный увод в симметричном прямолинейном режиме.

Выводы о слабой наблюдаемости демпфирования относятся именно к принятой форме связи. В модели с собственной динамикой траловых досок демпфирование ваерных связей может проявляться заметнее. Там есть дополнительные степени свободы с более высокими частотами. Перенос полученных коэффициентов на конкретное судно требует калибровки по данным о заглублении, геометрии снасти и натяжениях.

Выводы. Полный факторный вычислительный эксперимент из 125 расчётов показал, что положение трала определяет прежде всего длина ваера. Податливость связи и демпфирование влияют на него значительно слабее. На установившемся прямолинейном режиме расчёт совпадает с квазистатической оценкой с точностью до 0,053 %.

В переходных режимах стравливания ваера и разгона трёхкратное изменение коэффициента затухания не меняет ни конечного положения трала, ни времени установления (табл. 3). Вызванные им различия по натяжению исчезают за несколько десятков секунд.

Для судовождения это означает следующее. Горизонт хода трала в рамках модели определяется длиной ваера и скоростью хода, и номограмма на рисунке 1 позволяет подобрать их сочетание. Измеренное натяжение ваеров характеризует скорость и состояние орудия лова, но не заглубление.

Задачу идентификации параметров модели следует ставить поэтапно. Геометрия уточняется по стационарным данным, податливость – по совместным данным положения и натяжения, демпфирование – по динамическим данным с высоким темпом опроса. Перспективой работы является введение динамики траловых досок и калибровка модели по натурным записям.

Список использованной литературы:

1. FAO. Fisherman's Workbook. Rome: Food and Agriculture Organization of the United Nations, 1990.
2. Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H. Physical modeling for underwater flexible systems dynamic simulation // Ocean Engineering. 2005. Vol. 32. № 3-4. P. 331-347. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
3. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process // Journal of Marine Science and Engineering. 2023. Vol. 11. № 1. Art. 145. DOI: 10.3390/jmse11010145.
4. Lee C.W., Zhang C.I., Shin H.O. Simplified trawl system modeling and design of a depth control system using fuzzy logic // Fisheries Research. 2001. Vol. 53. № 1. P. 83-94. DOI: 10.1016/S0165-7836(00)00264-2.
5. Nguyen T.X., Winger P.D., Orr D., Legge G., Delouche H., Gardner A. Computer simulation and flume tank testing of scale engineering models: How well do these techniques predict full-scale at-sea performance of bottom trawls? // Fisheries Research. 2015. Vol. 161. P. 217-225. DOI: 10.1016/j.fishres.2014.08.007.
6. Ивановский А.Н., Ивановская А.В., Тищенко М.С., Кочетков Л.Л. Модели движения судно-тралового комплекса для задач оценивания и управления // Научные проблемы водного транспорта. 2026. № 3.
7. Grindheim J.V., Revhaug I., Pedersen E. Utilizing the Ensemble Kalman Filter and Ensemble Kalman Smoother for Combined State and Parameter Estimation of a Three-Dimensional Towed Underwater Cable Model // Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2017. Vol. 139. № 6. Art. 061303. DOI: 10.1115/1.4037173.
8. Тищенко М.С., Ивановский Н.В. Разработка математической модели буксировки

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

подводных объектов на основе однозвенных и двухзвенных стержневых моделей буксирных линий // Научные проблемы водного транспорта. 2023. № 77. С. 264-272.

9. Ивановская А.В., Жуков В.А. Моделирование расчетных нагрузок, действующих со стороны траловой системы на лебедку рыбопромыслового судна // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2020. Т. 12. № 5. С. 935-944. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.
10. Wang Z., Kong P. Motion Response of the Submersible Underwater Towed System as Cable Length Changes // Applied Sciences. 2024. Vol. 14. № 15. Art. 6503. DOI: 10.3390/app14156503.
11. Jia P., Xu Q., Xie Y., Zhao C., Xu H. The sea trials study of warp tension for trawlers based on dynamic and data-driven models // Applied Ocean Research. 2025. Vol. 160. Art. 104635. DOI: 10.1016/j.apor.2025.104635.
12. Ивановский А.Н. Применение нейросетевых моделей в задачах автоматического определения навигационной ситуации по данным AIS // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2025. № 2. С. 80-86.

References:

1. FAO. Fisherman's Workbook. Rome, Food and Agriculture Organization of the United Nations, 1990. (In English).
2. Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H. Physical Modeling for Underwater Flexible Systems Dynamic Simulation. *Ocean Engineering*, 2005, vol. 32, no. 3-4, pp. 331-347. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
3. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 145. (In English). DOI: 10.3390/jmse11010145.
4. Lee C.W., Zhang C.I., Shin H.O. Simplified Trawl System Modeling and Design of a Depth Control System Using Fuzzy Logic. *Fisheries Research*, 2001, vol. 53, no. 1, pp. 83-94. (In English). DOI: 10.1016/S0165-7836(00)00264-2.
5. Nguyen T.X., Winger P.D., Orr D., Legge G., Delouche H., Gardner A. Computer Simulation and Flume Tank Testing of Scale Engineering Models: How Well Do These Techniques Predict Full-Scale At-Sea Performance of Bottom Trawls? *Fisheries Research*, 2015, vol. 161, pp. 217-225. DOI: 10.1016/j.fishres.2014.08.007.
6. Ivanovskii A.N., Ivanovskaya A.V., Tishchenko M.S., Kochetkov L.L. Modeli dvizheniya sudno-tralovogo kompleksa dlya zadach otsenivaniya i upravleniya [Motion Models of a Vessel-Trawl System for Estimation and Control Problems]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta* [Russian Journal of Water Transport], 2026, no. 3. (In Russian).
7. Grindheim J.V., Revhaug I., Pedersen E. Utilizing the Ensemble Kalman Filter and Ensemble Kalman Smoother for Combined State and Parameter Estimation of a Three-Dimensional Towed Underwater Cable Model. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2017, vol. 139, no. 6, art. 061303. (In English). DOI: 10.1115/1.4037173.
8. Tishchenko M.S., Ivanovskii N.V. Razrabotka matematicheskoi modeli buksirovki podvodnykh ob"ektov na osnove odnozvennykh i dvukhzvennykh sterzhnevyykh modelei buksirnykh linii [Development of a Mathematical Model of Towing Underwater Objects Based on Single-Link and Two-Link Rod Models of Towing Lines]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta* [Russian Journal of Water Transport], 2023, no. 77, pp. 264-272. (In Russian).
9. Ivanovskaya A.V., Zhukov V.A. Modelirovaniye raschetnykh nagruzok, deistvuyushchikh so storony tralovoi sistemy na lebedku rybopromyslovogo sudna [Simulation of Design Loads, Acting from the Side of the Trawl System on the Fishing Vessel Winch]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* [Bulletin of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping], 2020, vol. 12,

no. 5, pp. 935-944. (In Russian). DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.

10. Wang Z., Kong P. Motion Response of the Submersible Underwater Towed System as Cable Length Changes. *Applied Sciences*, 2024, vol. 14, no. 15, art. 6503. (In English). DOI: 10.3390/app14156503.
11. Jia P., Xu Q., Xie Y., Zhao C., Xu H. The Sea Trials Study of Warp Tension for Trawlers Based on Dynamic and Data-Driven Models. *Applied Ocean Research*, 2025, vol. 160, art. 104635. (In English). DOI: 10.1016/j.apor.2025.104635.
12. Ivanovskiy A.N. Primeneniye neyrosetevykh modeley v zadachakh avtomaticheskogo opredeleniya navigatsionnoy situatsii po dannym AIS [Application of neural network models to the task of automatic navigation situation assessment based on AIS data]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskiye tekhnologii* [Bulletin of Kerch State Maritime Technological University. Series: Marine Technologies], 2025, no. 2, pp. 80-86. (In Russian).

Сведения об авторе / Information about author

**Ивановский
Алексей
Николаевич**

канд. техн. наук, доцент кафедры судовождения и промышленного
рыболовства
Керченский государственный морской технологический
университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
aleksei.ivanovskii@yandex.ru

Ivanovsky
Alexey
Nikolaevich

Ph.D (Engin.), Associate Professor of the Department of Navigation and
Industrial Fishing
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
aleksei.ivanovskii@yandex.ru

УДК 639.2.081:004.942:681.5

Тищенко М.С.

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВАЕРАМИ И ГРАНИЦА ПРОВИСАНИЯ ВНУТРЕННЕГО ВАЕРА ПРИ МАНЁВРАХ СУДНА С ТРАЛОМ

Аннотация. Рассмотрено нагружение ваеров судно-тралового комплекса при прямолинейной буксировке, циркуляции и зигзаге. Расчёты выполнены на пространственной редуцированной модели. Трал представлен материальной точкой, ваера – односторонними упруго-вязкими связями. Параметры модели откалиброваны по практическому отношению длины ваера к заглублению трала. Расчёт проверен сравнением с квазистатическим решением, расхождение не превышает 0,1 %. Результаты не зависят от шага интегрирования. Рост скорости буксировки с 1,4 до 2,2 м/с увеличивает натяжение ваера с 12,44 до 23,44 кН. При циркуляции нагрузка переходит на наружный ваер. При радиусе меньше 310–320 м внутренний ваер полностью теряет натяжение на большей части поворота. Заглубление трала при этом растёт с 94 до 170 м. Полученная граница позволяет обоснованно выбирать радиус поворота судна с тралом. Перенос абсолютных значений на конкретное судно требует натурной проверки.

Ключевые слова: судно-траловый комплекс, натяжение ваера, циркуляция, зигзаг, провисание ваера, заглубление трала, вычислительный эксперимент.

Tishchenko M.S.

LOAD REDISTRIBUTION BETWEEN WARPS AND THE SLACK BOUNDARY OF THE INNER WARP DURING TRAWLER MANOEUVRES

Abstract. The paper considers warp loading of a vessel–trawl system during straight towing, turning and zigzag manoeuvres. The computations use a spatial reduced-order model. The trawl is a lumped mass, and the warps are one-sided visco-elastic links. The model parameters are calibrated against the practical ratio of warp length to trawl depth. The computation is verified against a quasi-static solution with a deviation within 0.1 %. The results do not depend on the integration step. Raising the towing speed from 1.4 to 2.2 m/s increases the warp tension from 12.44 to 23.44 kN. During turning, the load shifts to the outer warp. Below a turning radius of 310–320 m the inner warp loses tension entirely for most of the turn. The trawl depth then grows from 94 to 170 m. The obtained boundary supports a reasoned choice of the turning radius of a vessel towing a trawl. Full-scale verification is required before absolute values are transferred to a specific vessel.

Keywords: vessel–trawl system, warp tension, turning circle, zigzag, warp slack, trawl depth, computational experiment.

Введение. Натяжение ваеров определяет нагрузку на траловые лебёдки и прочностной запас оснастки. На прямом курсе оно близко на обоих бортах. При манёвре геометрия связей меняется, и нагрузка перераспределяется между бортами. Поэтому важны не одни лишь максимумы натяжений. Существенны также их разность $|\Delta T| = |T_{\text{л}} - T_{\text{п}}|$ и сохранение натяжения в обоих ваерах. Для судоводителя это вопрос выбора радиуса поворота и скорости при работе с тралом.

Цель исследования. Целью исследования является сопоставление типовых манёвренных режимов судно-тралового комплекса на единой параметрической базе и определение радиуса циркуляции, при котором внутренний ваер теряет натяжение. Расчёт при этом проверяется явно: калибровкой параметров, сравнением с аналитическим решением и проверкой независимости результатов от шага интегрирования.

Материалы и методы исследования. Подробные модели траловых систем представляют снасть совокупностью сосредоточенных масс и упругих связей [1, 2]. Они

применяются в проектных расчётах. Для серийных расчётов и задач управления чаще используют редуцированные модели. Такие модели сохраняют входы и наблюдаемые переменные режима [3, 4]. Выбор модели для автоматизированного управления судно-траловым комплексом обоснован в [5].

Стандартные манёвренные испытания судна, включая зигзаг, регламентированы [6]. Маневрирование судов с орудиями лова рассматривалось при разработке математического обеспечения его автоматизации [7]. Нагрузки со стороны траловой системы на лебёдку промыслового судна моделировались в [8]. Динамика буксируемого троса переменной длины на повороте исследована в [9]. Манёвренные качества траулера оценивались аналитическим методом [10]. Натяжение ваеров в натурных испытаниях сопоставлялось с динамическими моделями и моделями, построенными по данным [11, 12].

В перечисленных работах манёвры обычно иллюстрируются отдельными расчётами. Систематического сравнения режимов на единой параметрической базе в доступных источниках нет. Граница радиуса циркуляции, за которой один из ваеров перестаёт работать, явно не приводится. Эти вопросы и составляют предмет данной работы.

Расчёты выполнены на пространственной редуцированной модели [5]. Трал представлен агрегированной материальной точкой с присоединённой массой. Судно движется по заданному кинематическому закону. Левый и правый ваера описаны односторонними упруго-вязкими связями. Натяжение ваера вычисляется по формуле 1:

$$T = \max\{0, \min[T_{\max}, k \cdot \Delta l + c \cdot v_{\text{отн}}]\} \quad (1)$$

где Δl – превышение расстояния между точкой крепления на корме и тралом над командной длиной ваера, м;

$v_{\text{отн}}$ – продольная составляющая относительной скорости точек, м/с;

k и c – жёсткость, Н/м, и демпфирование связи, Н·с/м;

$T_{\max}$ – предельное натяжение, Н. Если $\Delta l \leq 0$, связь ненапрягнута, и сила равна нулю.

Коэффициент k – это эквивалентная жёсткость связи в целом, а не упругость самого стального каната. В модели ваер прямолинеен. В действительности ваер провисает, а траловые доски смещаются при изменении режима. Оба эффекта увеличивают расстояние судно–трал при росте нагрузки. Эта добавка не связана с деформацией стали. Принятое значение жёсткости – 5 % от продольной жёсткости каната EA/L . Оно даёт изменение расстояния судно–трал около 8 м при рабочей нагрузке. Упругое удлинение самого каната при той же нагрузке не превышает 0,4 м. Выбор этой величины важен. При жёсткости нерастяжимой связи внутренний ваер провисает почти на всём манёвре, и перераспределение нагрузки между бортами в точечной постановке не воспроизводится.

Параметры расчёта приведены в таблице 1.

Результирующая сила вниз подобрана так, чтобы отношение длины ваера к заглублению трала составляло 3,2. Это соответствует практике тралового лова. Угол схода ваера при этом равен $18,2^\circ$. Течение в серии отключено: так проще выделить влияние именно манёвра.

На установившемся прямом ходе трал движется со скоростью судна. Горизонтальное сопротивление уравнивается тягой ваеров. Вертикальная составляющая уравнивается результирующей силой вниз. Отсюда следует квазистатическая оценка натяжения и заглубления. Для принятых параметров она даёт заглубление 94,23 м и натяжение 17,58 кН на ваер.

Прямой расчёт по модели воспроизводит этот эталон с расхождением не более 0,1 % по обоим величинам. Полуявная схема Эйлера и схема Рунге–Кутты четвёртого порядка дают совпадающие результаты при шаге интегрирования 0,2 с и менее. При шаге 0,4 с схема первого

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

порядка расходится. Численные ограничители скорости и ускорения при выполнении серии были отключены. Их срабатывание не зафиксировано ни разу. Значит, приведённые ниже результаты – это решение уравнений модели, а не работа программных предохранителей.

Таблица 1 – Параметры расчёта

Параметр	Значение	Единица
Масса трала	3800	кг
Присоединённая масса	1800	кг
Результирующая сила вниз	10,99	кН
Линейный коэффициент сопротивления	11000	Н·с/м
Квадратичный коэффициент сопротивления	4200	Н·с ² /м ²
Эквивалентная жёсткость связи	2217	Н/м
Демпфирование связи	2819	Н·с/м
Командная длина ваера	300	м
Шаг интегрирования	0,10	с

Сетка расчётных сценариев приведена в таблице 2. Каждый расчёт включает предварительный участок прямолинейной буксировки длительностью 600 с. Он нужен для выхода на установившийся режим. Показатели вычисляются только на интервале манёвра. Послеманёвранный участок из обработки исключён. Циркуляция включает один полный оборот. Зигзаг – три полных цикла при амплитуде курса $\pm 15^\circ$. Зигзаг задан программным законом угловой скорости, а не полной имитацией рулевой пробы [6].

Таблица 2 – Сетка сценариев

Обозначение	Режим	V, м/с	R, м	T, с
С-1,4	Прямолинейная буксировка	1,4	–	–
С-1,8	Прямолинейная буксировка	1,8	–	–
С-2,2	Прямолинейная буксировка	2,2	–	–
Ц-250	Циркуляция	1,8	250	873
Ц-400	Циркуляция	1,8	400	1396
Ц-600	Циркуляция	1,8	600	2094
З-240	Зигзаг	1,8	413	240
З-360	Зигзаг	1,8	619	360
З-480	Зигзаг	1,8	825	480

Результаты исследования и их обсуждение. Временные ряды натяжений для трёх характерных режимов приведены на рисунке 1. На прямом ходе натяжения обоих ваеров совпадают. Их разность остаётся нулевой в пределах численной точности. На циркуляции малого радиуса внутренний ваер разгружается полностью, и вся нагрузка переходит на наружный. В зигзаге нагрузка циклически переходит с одного борта на другой. Оба ваера при этом сохраняют натяжение.

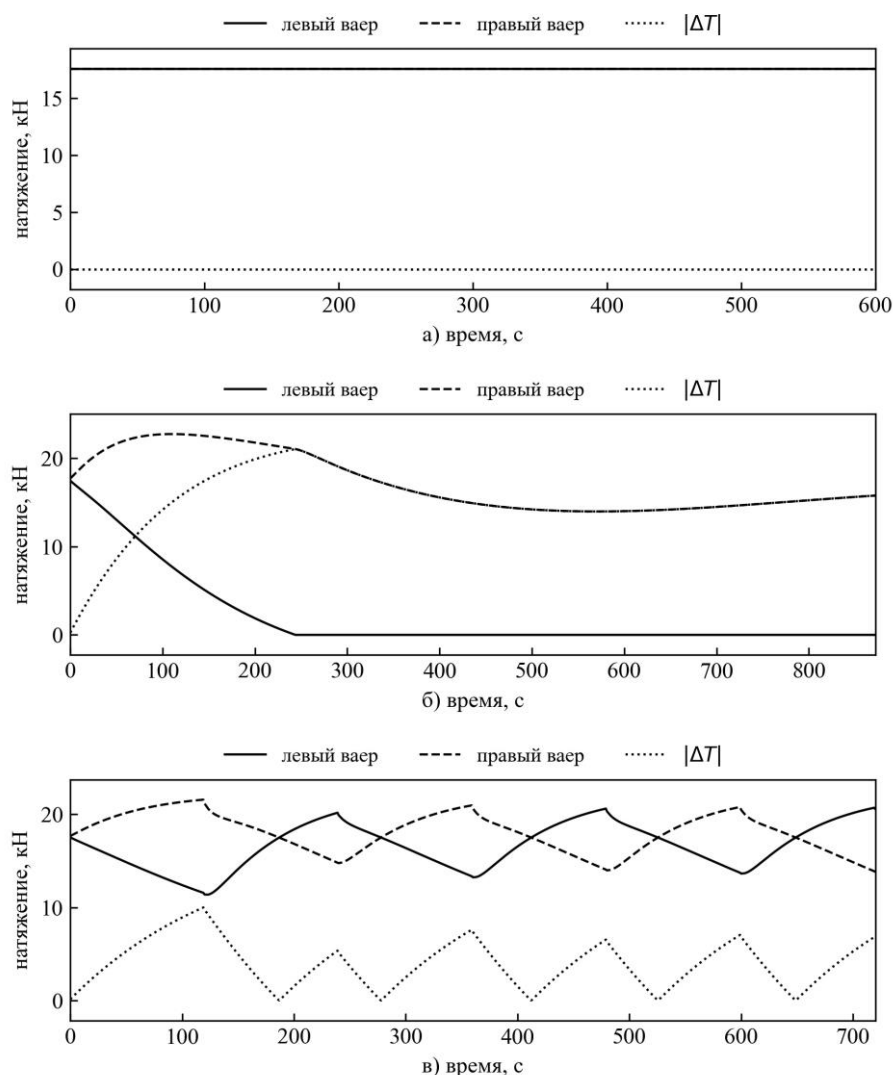


Рисунок 1 – Натяжения ваеров и их разность: а) прямолинейная буксировка 1,8 м/с; б) циркуляция радиусом 250 м; в) зигзаг с периодом 240 с

Сводные показатели по всем сценариям приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Показатели нагружения на интервале манёвра

Обозначение	max T_L , кН	max T_P , кН	max $ \Delta T $, кН	СКЗ $ \Delta T $, кН	Провисание, %	Заглубление, м
С-1,4	12,44	12,44	0,00	0,00	0,0	93,5
С-1,8	17,59	17,59	0,00	0,00	0,0	94,2
С-2,2	23,44	23,44	0,00	0,00	0,0	95,0
Ц-250	17,46	22,74	21,04	15,51	72,1	153,5
Ц-400	17,51	22,00	17,47	16,18	0,0	121,1
Ц-600	17,53	21,51	12,67	11,98	0,0	106,5
З-240	20,72	21,57	10,04	4,66	0,0	95,6
З-360	20,44	21,01	8,61	4,32	0,0	95,5
З-480	20,22	20,60	7,46	4,04	0,0	95,3

При росте скорости буксировки с 1,4 до 2,2 м/с максимальное натяжение растёт с 12,44 до 23,44 кН, то есть на 88 %. Рост нелинейный: сказывается квадратичная составляющая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И
ГИДРОГРАФИЯ

сопротивления. При циркуляции увеличение радиуса с 250 до 600 м снижает максимум разности натяжений с 21,04 до 12,67 кН. При зигзаге рост периода с 240 до 480 с снижает тот же показатель с 10,04 до 7,46 кН.

В таблице 3 провисанием названа доля времени манёвра, когда хотя бы один ваер не нагружен. При радиусе 250 м она составляет 72,1 %. При радиусах 400 и 600 м оба ваера остаются натянутыми весь поворот. Тесная циркуляция качественно отличается от прочих режимов именно односторонней работой связи. Для уточнения выполнена развёртка по радиусу с шагом 10 м вблизи перехода (рис. 2, а, б). Доля провисания падает резко: 59,9 % при 300 м, 33,8 % при 310 м, ноль при 320 м. Асимметрия натяжений убывает при этом монотонно. Граница одностороннего режима лежит между 310 и 320 м. Ширина переходной зоны сопоставима с шагом развёртки.

Заглубление трала растёт по мере уменьшения радиуса (рис. 2, в). На радиусе 800 м оно равно 101,2 м против 94,2 м на прямом ходе. На радиусе 200 м заглубление достигает 170,0 м. Таким образом, тесная циркуляция опускает трал на 76 м относительно прямолинейного режима. При донном тралении это риск касания грунта. При пелагическом – уход трала с горизонта облова.

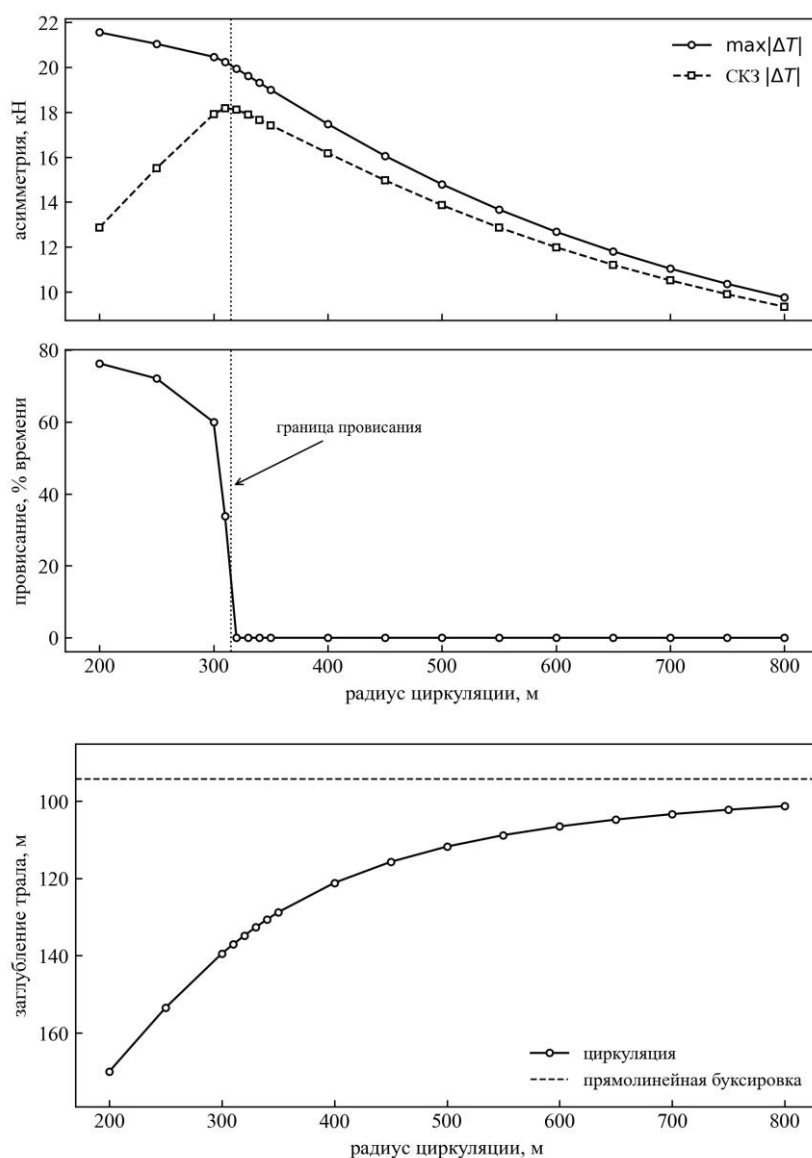


Рисунок 2 – Влияние радиуса циркуляции: а) асимметрия натяжений; б) доля времени провисания; в) среднее заглубление трала

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

Сопоставление режимов показывает, что тип манёвра определяет и величину нагрузки, и её структуру. Прямолинейная буксировка равномерно нагружает оба борта. Циркуляция даёт пик на наружном ваере при разгрузке внутреннего. Зигзаг создаёт знакопеременную, но двустороннюю нагрузку. Для задач оценивания состояния это важно. Средний уровень натяжения отражает скорость буксировки. Разность натяжений отражает направление и интенсивность манёвра. Интервалы провисания требуют отдельной обработки: на них связь меняет структуру.

Полученные зависимости проверены только в рамках принятой редуцированной модели. Судно задано кинематически и не имеет собственной динамики рыскания и крена. Траловые доски и сетная оболочка не выделены как отдельные тела. Распределённая форма ваера, волнение и взаимодействие с грунтом не учитываются. Провисание означает лишь обнуление силы в односторонней связи. Поэтому абсолютные значения не следует переносить на конкретное судно без калибровки по натурным измерениям. Воспроизводимы только сравнительные тенденции. При жёсткости, отвечающей упругости стального каната, внутренний ваер провисает на всех исследованных радиусах. Следовательно, корректное описание совместной работы двух ваеров требует введения собственной динамики траловых досок.

Выводы. Выполнена систематическая серия расчётов трёх типовых манёвренных режимов судно-тралового комплекса на верифицированной редуцированной модели. Расхождение с квазистатическим решением на прямолинейном режиме не превышает 0,1 %. Результаты не зависят от шага интегрирования, численные предохранители при расчётах не срабатывали.

Рост скорости буксировки с 1,4 до 2,2 м/с повышает натяжение ваера почти вдвое. Циркуляция с радиусом меньше 310–320 м делает связь односторонней на значительной части поворота. Заглубление трала при этом растёт на десятки метров относительно прямолинейного режима. Для судовождения отсюда следует практический вывод: радиус поворота судна с тралом целесообразно выбирать больше границы провисания с запасом. Конкретное значение границы для судна нужно уточнять по натурным данным.

Для дальнейших исследований оценивания состояния и управления в тестовый набор целесообразно включать прямолинейный ход на верхней рабочей скорости, циркуляцию с радиусом меньше границы провисания и быстрый зигзаг. Такой набор разделяет квазистационарную нагрузку, одностороннюю нелинейность связи и знакопеременную динамику. Следующий шаг развития модели – введение динамики траловых досок и сверка с натурными записями натяжений.

Список использованной литературы:

1. Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H. Physical modeling for underwater flexible systems dynamic simulation // *Ocean Engineering*. 2005. Vol. 32. № 3-4. P. 331-347. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
2. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2023. Vol. 11. № 1. Art. 145. DOI: 10.3390/jmse11010145.
3. Lee C.W., Zhang C.I., Shin H.O. Simplified trawl system modeling and design of a depth control system using fuzzy logic // *Fisheries Research*. 2001. Vol. 53. № 1. P. 83-94. DOI: 10.1016/S0165-7836(00)00264-2.
4. Reite K.J. Modeling and Control of Trawl Systems: PhD thesis. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2006.
5. Ивановский А.Н., Ивановская А.В., Тищенко М.С., Кочетков Л.Л. Модели движения судно-тралового комплекса для задач оценивания и управления // *Научные проблемы водного транспорта*. 2026. № 3.

6. International Maritime Organization. Resolution MSC.137(76). Standards for Ship Manoeuvrability. London: IMO, 2002.
7. Ольховский В.Е., Соловьев А.А., Суднин В.М. Разработка математического обеспечения автоматизации маневрирования судов с орудиями лова // Вестник МГТУ. 1998. Т. 1. № 1. С. 5-10.
8. Ивановская А.В., Жуков В.А. Моделирование расчетных нагрузок, действующих со стороны траловой системы на лебедку рыбопромыслового судна // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2020. Т. 12. № 5. С. 935-944. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.
9. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic analysis of towed cable with variable length during turning maneuvers // Scientific Reports. 2023. Vol. 13. № 1. Art. 3525. DOI: 10.1038/s41598-023-30731-8.
10. Kim S.H., Lee C.K. Estimation of Maneuverability of Trawl Fishing Vessel Using an Analytical Method // Journal of Marine Science and Engineering. 2021. Vol. 9. № 8. Art. 854. DOI: 10.3390/jmse9080854.
11. Jia P., Xu Q., Xie Y., Zhao C., Xu H. The sea trials study of warp tension for trawlers based on dynamic and data-driven models // Applied Ocean Research. 2025. Vol. 160. Art. 104635. DOI: 10.1016/j.apor.2025.104635.
12. Ивановский А.Н. Применение нейросетевых моделей в задачах автоматического определения навигационной ситуации по данным AIS // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2025. №2. С. 80-86.

References:

1. Lee C.W., Lee J.H., Cha B.J., Kim H.Y., Lee J.H. Physical Modeling for Underwater Flexible Systems Dynamic Simulation. *Ocean Engineering*, 2005, vol. 32, no. 3-4, pp. 331-347. (In English). DOI: 10.1016/j.oceaneng.2004.08.007.
2. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Response of Deep-Sea Trawl System during Towing Process. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 145. (In English). DOI: 10.3390/jmse11010145.
3. Lee C.W., Zhang C.I., Shin H.O. Simplified Trawl System Modeling and Design of a Depth Control System Using Fuzzy Logic. *Fisheries Research*, 2001, vol. 53, no. 1, pp. 83-94. (In English). DOI: 10.1016/S0165-7836(00)00264-2.
4. Reite K.J. Modeling and Control of Trawl Systems. PhD thesis. Trondheim, *Norwegian University of Science and Technology*, 2006. (In English).
5. Ivanovskii A.N., Ivanovskaya A.V., Tishchenko M.S., Kochetkov L.L. Modeli dvizheniya sudno-tralovogo kompleksa dlya zadach otsenivaniya i upravleniya [Motion Models of a Vessel–Trawl System for Estimation and Control Problems]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta* [Russian Journal of Water Transport], 2026, no. 3. (In Russian).
6. International Maritime Organization. Resolution MSC.137(76). Standards for Ship Manoeuvrability. London, IMO Publ., 2002. (In English).
7. Ol'khovskii V.E., Solov'ev A.A., Sudnin V.M. Razrabotka matematicheskogo obespecheniya avtomatizatsii manevrirovaniya sudov s orudiyami lova [Development of Software for Automation of Manoeuvring of Vessels with Fishing Gear]. *Vestnik MGTU* [Vestnik of MSTU], 1998, vol. 1, no. 1, pp. 5-10. (In Russian).
8. Ivanovskaya A.V., Zhukov V.A. Modelirovanie raschetnykh nagruzok, deistvuyushchikh so storony tralovoi sistemy na lebedku rybopromyslovogo sudna [Simulation of Design Loads, Acting from the Side of the Trawl System on the Fishing Vessel Winch]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* [Bulletin of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping], 2020, vol. 12,

no. 5, pp. 935-944. (In Russian). DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-935-944.

9. Zhang D., Zhao B., Zhu K., Jiang H. Dynamic Analysis of Towed Cable with Variable Length during Turning Maneuvers. *Scientific Reports*, 2023, vol. 13, no. 1, art. 3525. (In English). DOI: 10.1038/s41598-023-30731-8.
10. Kim S.H., Lee C.K. Estimation of Maneuverability of Trawl Fishing Vessel Using an Analytical Method. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2021, vol. 9, no. 8, art. 854. (In English). DOI: 10.3390/jmse9080854.
11. Jia P., Xu Q., Xie Y., Zhao C., Xu H. The Sea Trials Study of Warp Tension for Trawlers Based on Dynamic and Data-Driven Models. *Applied Ocean Research*, 2025, vol. 160, art. 104635. (In English). DOI: 10.1016/j.apor.2025.104635.
12. Ivanovskiy A.N. Primeneniye neyrosetevykh modeley v zadachakh avtomaticheskogo opredeleniya navigatsionnoy situatsii po dannym AIS [Application of neural network models to the task of automatic navigation situation assessment based on AIS data]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskiye tekhnologii* [Bulletin of Kerch State Maritime Technological University. Series: Marine Technologies], 2025, no. 2, pp. 80-86. (In Russian).

Сведения об авторе / Information about the author

Тищенко Максим Сергеевич	преподаватель кафедры судовождения и промышленного рыболовства Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 masa.33@mail.ru
Tishchenko Maksim Sergeevich	Lecturer at the Department of Navigation and Industrial Fishing Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 masa.33@mail.ru