

# МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

011010101000011011100011001001001011001100110001011010010010001010101 ISSN 2073-7173 (print)

1001000101110010011100101010011001001100011001010010101001101001001010 ISSN 2588-0233 (on line)

10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100100101011110100110

00101001011001100100110010011101100111000100110010010101000011100110010011100010110100100100

0011010100110100100001011010010101000100100001111100110011001101101011001110000001110010100101

11011100110010101111001010100101001101001110001110010100110010101111001010111100101101001010

00001110101001111000101011001000111001101101001001101100110010101001110010100110010011001

1100110001110010011000101001010011110101010100000110101000110101110011001000111001010010010100

001010011100110100111100010100101011101010010000101100011001100101011000101011001101001010010



ULRICH'S  
KNOWLEDGEBASE



**№ 4 Часть 2 2023**  
**№ 4 Part 2 2023**

Morskie intelektual'nye tehnologii



**Труды  
Санкт-Петербургского  
государственного морского технического университета**



ISSN № 2588-0233 (print)  
ISSN № 2073-7173 (on line)

# МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 4 часть 2 2023 Сквозной номер 62

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

## О НАУЧНОМ ЖУРНАЛЕ «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

На страницах журнала публикуются **новые** научные разработки, результаты исследований, методы, методики и технологии в области кораблестроения, информатики, вычислительной техники и управления (в названии журнала заявлено «морские», т. е. все статьи, в том числе и с интеллектуальной компонентой, должны так или иначе относиться к кораблестроению или, по крайней мере, к исследованиям по морской тематике, что должно быть отражено в статье, аннотации, названии).

Год основания – 2008. Периодичность издания - 4 номера в год. Форма выпуска: печатный, электронный. Язык текстов: русский, английский. Язык метаданных: русский, английский. Статьям присваивается уникальный идентификатор DOI.

**В журнале обязательно рецензирование статей ведущими специалистами по профилю статьи.**

**Журнал включен в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ), в Перечень ВАК ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, в международную реферативную базу данных Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI) и в Ulrich's Knowledgebase.**

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта [www.morintex.ru](http://www.morintex.ru) из раздела «для авторов». Аннотации выпусков журнала с 2008 по 2014 год и с № 3(25) 2014 полные выпуски размещены на сайте журнала <http://morintex.ru> в открытом доступе. Стоимость публикации 18000 рублей. Стоимость публикации включает: публикацию в журнале, электронное издание журнала, размещение в научной электронной библиотеке E-library, в Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI) и в Ulrich's Knowledgebase. Для аспирантов публикации бесплатно, если аспирант единственный автор.

Подписной индекс 99366 в объединенном каталоге «Пресса России».

Журнал распространяется посредством подписки и в редакции, а также на выставках, конференциях и симпозиумах.

### Рубрики журнала

(соответствуют специальностям научных работников номенклатуры ВАК 2022)

- 2.5.18 Проектирование и конструкция судов;
- 2.5.17 Теория корабля и строительная механика;
- 2.5.19 Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства;
- 2.5.20 Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные);
- 2.2.11 Информационно-измерительные и управляющие системы;
- 2.3.1 Системный анализ, управление и обработка информации;
- 2.3.3 Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами;
- 2.3.7 Компьютерное моделирование и автоматизация проектирования;
- 1.2.2 Математическое моделирование и численные методы.

Рукописи и документы к статье представляются в редакцию в электронном виде (e-mail: [mit-journal@mail.ru](mailto:mit-journal@mail.ru))

Учредитель-издатель: Общество с ограниченной ответственностью «НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» (ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ»).

Свидетельства о регистрации СМИ ПИ № ФС77-32382 от 09.06.2008, Эл № ФС72-33245 от 19.09.2008 выданы Роскомнадзором.

Член Ассоциации научных редакторов и издателей.  
Адрес: 190121 г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская д.3.  
Тел./факс +7 (812) 513-04-51, бесплатный звонок по России 8 800 201 3897,  
e-mail: [mit-journal@mail.ru](mailto:mit-journal@mail.ru)

Ответственность за содержание информационных и рекламных материалов, а также за использование сведений, не подлежащих публикации в открытой печати, несут авторы и рекламодатели.

Перепечатка допускается только с разрешения редакции.

Мнение редакционного совета и членов редколлегии может не совпадать с точкой зрения авторов публикаций.

Редакционная этика журнала «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ». Редакционная деятельность научного журнала «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» опирается, в частности, на рекомендации Комитета по этике научных публикаций, а также на ценный опыт авторитетных международных журналов и издательств.

<http://morintex.ru/ru/nauchnyj-zhurnal/redakcionnaya-etika/>

Напечатано в центре полиграфии НИЦ «МОРИНТЕХ». Тираж 100 экз.

Дизайн: А.В. Антонов

Верстка: А.И. Соломонова

© ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ», 2023



ISSN № 2588-0233 (print)  
ISSN № 2073-7173 (on line)

# MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 4 part 2 2023 [www.morintex.ru](http://www.morintex.ru)

Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

## ABOUT SCIENTIFIC JOURNAL «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

New scientific developments, research results, methods, procedures and technologies in the area of ship building, information science, computer engineering and control are published in the magazine.

**The journal is included into the List of Supreme Attestation Commission of leading reviewed scientific magazines and editions, in which basic scientific results of theses for application of science-degrees of Doctor and Candidate of Science shall be published and in the international abstract Web of Science database (Emerging Sources Citation Index ESCI), Ulrich's Knowledgebase.**

Frequency of publication - 4 issues per year.

In the journal the articles shall be reviewed by leading specialists in the field of the article.

The journal is intended for a wide range of scientists and specialists, as well as heads of scientific research and design organizations, industry, educational institutions, navy, as well as teachers, postgraduate students and students of higher educational institutions.

The journal is circulated in Russia and abroad by subscription in Interregional Subscription Agency and in editorial office, as well as in exhibitions, conferences and symposiums.

### Journal headings:

- Design and Construction of Ships,
- Theory of Ship and Structural Mechanics,
- Technology of Ship Building. Ship Repair and Organization of Shipbuilding Production,
- Ship Power Plants and Their Elements (Main and Auxiliary),
- System Analysis, Information Management and Processing,
- Information-Measuring and Control Systems,
- Automation and Control of Processes and Productions,
- Computer Modeling and Design Automation,
- Mathematical Modelling, Numerical Procedures.

### The journal is coming since 2008

#### Publication frequency — 4 issues per year

The journal is included into the system of Russian Science Citation Index u and into international abstract database Web of Science (Emerging Sources Citation Index (ESCI)).

Manuscripts are to be submitted to the editorial office in electronic form (E-mail: [mit-journal@mail.ru](mailto:mit-journal@mail.ru))

Founder-Publisher: Research Centre "Marine Intelligent Technologies".

**Registration Certificate:** ПИ № ФС77-32382 of 09.06.2008, Эл № ФС72-33245 of 19.09.2008 issued by Roskomnadzor.

Member of Association of science editors and publishers.

**Address:** Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation

Phone/fax +7 (812) 513-04-51

e-mail: [mit-journal@mail.ru](mailto:mit-journal@mail.ru)

The journal is included into the list of periodicals recommended for publishing doctoral research results <http://vak.ed.gov.ru>

Printed in the Printing-House of Research Centre "Marine Intelligent Technologies". Circulation of 100 copies.

Authors and advertisers are responsible for contents of information and advertisement materials as well as for use of information not liable to publication in open press. Reprinting is allowed only with permission of the editorial office.

Opinion of editorial staff and editorial board may not coincide with those of the authors of publications

### Editorial ethics of the scientific journal «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

EDITORIAL BOARD of the Scientific Journal «Marine Intellectual Technologies» bases its work, in particular, on the guidelines of the Committee of Publication Ethics, as well as on the practices of influential international journals and publishers.

<http://morintex.ru/en/nauchnyj-zhurnal/redakcionnaya-etika/>

Design: A.V. Antonov

Page-proofs: A.I. Solomonova

© RESEARCH CENTRE «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES» Ltd, 2023



ISSN № 2588-0233 (print)  
ISSN № 2073-7173 (on line)

# МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

[www.morintex.ru](http://www.morintex.ru)

**Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление**

**Главный редактор:**

**Н.В. Никитин, д.т.н., профессор**

**Редакционная коллегия**

**Заместители главного редактора**

Д.А. Скороходов, д.т.н., профессор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург  
А.И. Фрумен, к.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург  
С.Н. Рюмин, к.т.н, доцент, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург

**Члены Редколлегии**

В.Г. Бугаев, д.т.н., профессор, Дальневосточный федеральный университет, Владивосток  
Е. П. Бураковский, д.т.н., профессор, филиал Военно-морской академии, Калининград  
Ю.А. Власов, к.ф.-м.н., преподаватель, Флоридский Международный Университет, Майами, США  
М.В. Войлошников, д.т.н., профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток  
В.А. Евтеев, д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация, Санкт-Петербург  
И.И. Костылев, д.т.н., профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адм. С.О. Макарова, Санкт-Петербург  
В.В. Родионов, к.т.н, Си Проект, Санкт-Петербург  
В.Ю. Семенова, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский морской государственный университет, Санкт-Петербург  
Н.А Тарануха, д.т.н., профессор, Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Комсомольск-на-Амуре  
Ю.С. Федосенко, д.т.н., профессор, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород

**Редакционный Совет**

**Председатель**

Г.А. Туричин, д.т.н., Ректор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

**Члены Совета**

Е.М. Апполонов, д.т.н. генеральный директор, "ЦКБ "Лазурит", Нижний Новгород  
И.Г. Малыгин, д.т.н., профессор, директор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург  
Г.Н. Муру, к.т.н., генеральный директор, 51 ЦКТИ судоремонта, Санкт-Петербург  
С.А. Огай, д.т.н., Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток  
Одд М. Фалтинсен, профессор, Норвежский университет науки и технологии, Норвегия  
Пентти Куяла, профессор, университет Аалто, Финляндия  
В.Н. Половинкин, д.т.н., профессор, научный руководитель предприятия, Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург  
К.В. Рождественский, д.т.н., профессор, проректор по международному сотрудничеству, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург



ISSN № 2588-0233 (print)  
ISSN № 2073-7173 (on line)

# MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

www.morintex.ru

Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

## Chief Editor

**N.V. Nikitin, Dr. Sci. (Eng.), Professor**

## Editorial Staff Deputy Chief Editors

D.A. Skorokhodov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Solomenko Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia

A.I. Frumen, PhD (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

S.N. Ryumin, Ph.D. (Eng.), Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

## Members of Editorial Staff

V.G. Bugaev, Dr.Sci.(Eng), Professor, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

Burakovskiy, Dr. Sci. (Eng.), Professor, branch of Naval Academy, Kaliningrad, Russia

Yu.A. Vlasov, PhD (Phys & Math), Adjunct Professor, Florida International University, Miami, FL, USA

M.V. Voyloshnikov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi, Vladivostok, Russia

I.I. Kostylev, professor, Dr.Sci. (Eng), Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, Saint-Petersburg, Russian Federation

V.V. Rodionov, PhD (Eng.), Senior Research Scientist, Sea Project, St. Petersburg, Russia

V.Yu. Semenova, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

N.A. Taranukha, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Komsomolsk-on-Amur State Technical University, Komsomolsk-on-Amur, Russia

Yu.S. Fedosenko, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia.

## Editorial Board Chairmen

G.A. Turichin, Dr. Sci. (Eng.), Rector, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

## Council Members

E.M. Appolonov, Dr. Sci. (Eng.), General Director, Lazurit Central Design Bureau JSC, Nizhny Novgorod, Russia

I.G. Malygin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia

G.N. Muru, Cand. Sci. (Eng), CEO, 51 CCIS, St. Petersburg, Russia

S.A. Ogai, Doctor of Engineering, Associate professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi, Vladivostok, Russia

Odd M. Faltinsen, Professor, Norwegian University of Science and Technology, Norway

Pentti Kujala, Professor, Aalto University, Finland

V.N. Polovinkin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Science principal, Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

K.V. Rozhdestvenskij, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice-Rector for International Science & Education, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА  
ВЫРАЖАЕТ ИСКРЕННЮЮ БЛАГОДАРНОСТЬ  
РЕЦЕНЗЕНТАМ ЭТОГО НОМЕРА:**

- **Дмитрий Алексеевич Скороходов**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской Академии наук
- **Александр Александрович Родионов**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Иосифович Гайкович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Николай Васильевич Никитин**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Елена Борисовна Амбросовская**, кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет “ЛЭТИ” В.И.Ульянова (Ленина)
- **Владимир Борисович Мелехин**, доктор технических наук, профессор, профессор Дагестанский государственный технический университет
- **Сергей Николаевич Павликов**, кандидат технических наук, профессор, Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского
- **Юрий Марсович Искандеров**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский Федеральный Исследовательский Центр Российской Академии Наук
- **Борис Иванович Руднев**, доктор технических наук, профессор, Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
- **Виктория Юрьевна Семенова**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Сергей Валентинович Чехранов**, доктор технических наук, профессор, Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
- **Борис Аркадьевич Скороход**, доктор технических наук, профессор, Севастопольский государственный университет
- **Виктор Леонидович Мартынов**, доктор технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Геннадий Петрович Кича**, доктор технических наук, профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
- **Глеб Гендрихович Рогозинский**, доктор технических наук, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской Академии наук
- **Евгений Петрович Бураковский**, доктор технических наук, филиал ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия им. адмирала Н.Г. Кузнецова» в г. Калининграде
- **Вячеслав Вячеславович Кожемякин**, доктор технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Андрей Вартазарович Дологлонян**, кандидат технических наук, Институт природно-технических систем Российской Федерации
- **Александр Львович Кузнецов**, доктор технических наук, профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова
- **Алина Игоревна Самосюк**, кандидат технических наук, доцент, Волжский государственный университет водного транспорта

- **Илья Евгеньевич Кажекин**, кандидат технических наук, доцент, Калининградский государственный технический университет
- **Сергей Алексеевич Огай**, доктор технических наук, доцент, Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского
- **Евгений Петрович Бураковский**, доктор технических наук, филиал ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия им. адмирала Н.Г. Кузнецова» в г. Калининграде
- **Юрий Николаевич Уртминцев**, доктор технических наук, профессор, Волжский государственный университет водного транспорта
- **Александр Алексеевич Таранцев**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской Академии наук
- **Олег Николаевич Петров**, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Андреевич Иванченко** доктор технических наук, профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
- **Сергей Николаевич Хрунков**, доктор технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
- **Александр Викторович Кириченко**, доктор технических наук, профессор, ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
- **Сергей Николаевич Рюмин**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**EDITORIAL BOARD OF THE JOURNAL  
EXPRESSES SINCERE GRATITUDE  
TO THE REVIEWERS OF THIS ISSUE:**

- **Dmitriy A. Skorohodov**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Alexander A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Aleksandr I. Gaikovich**, Dr. Sci. (Eng), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Nikolai V. Nikitin**, Dr. Sci. (Eng), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Elena B. Ambrosovskaya**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, St. Petersburg State Electrotechnical University (LETI)
- **Vladimir B. Melekhin**, Dr. Sci. (Eng), professor, Dagestan State Technical University
- **Sergej N. Pavlikov**, Ph.D. (Eng), professor, Admiral G.I. Nevelsky Maritime State University
- **Yury M. Iskanderov**, Dr.Sci. (Eng), Professor, Saint Petersburg Federal Research Center of the Russian Academy of Sciences
- **Boris I. Rudnev**, Dr.Sci. (Eng), Professor, Far Eastern State Technical Fisheries University
- **Viktoriya Yu. Semenova**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Sergei V. Chekhranov**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Far Eastern State Technical Fisheries University
- **Boris A. Skorohod**, Dr. Sci. (Eng), professor, Sevastopol State University
- **Victor L. Martynov**, Dr.Sci.(Eng), Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Gennadiy P. Kicha**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Maritime State University named after admiral G.I. Nevelskoy
- **Gleb G. Rogozinski**, Dr. Sci. (Eng.), Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Evgeny P. Burakovskiy**, Dr. Sci. (Eng), Admiral N. G. Kuznetsov Naval Academy (Branch Kaliningrad)
- **Vyacheslav V. Kozhemyakin**, Dr. Sci. (Eng), Associate Professor, State marine technical university of St. Petersburg
- **Andrey V. Dologlonyan**, Ph.D. (Eng), Institute of nature and technical systems
- **Aleksandr L. Kuznetsov**, Dr. Sci. (Eng), Professor Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Alina I. Samosyuk**, Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Volga state university of water transport
- **Ilya E. Kazhekin**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, Kaliningrad State Technical University
- **Sergei A. Ogai**, Dr. Sci. (Eng), Associate professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi
- **Evgeny P. Burakovskiy**, Dr. Sci. (Eng), Admiral N. G. Kuznetsov Naval Academy (Branch Kaliningrad)
- **Yuri N. Urtmintsev**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Volga State University of Water Transport

- **Alexander A. Tarantsev**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Oleg N. Petrov**, Ph.D. (Eng), Associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Alexandr A. Ivanchenko**, Dr.Sci. (Eng), Professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Sergey N. Khrunkov**, Dr.Sci. (Eng), Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev
- **Aleksandr V. Kirichenko**, Dr. Sci. (Eng), professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Sergey N. Ryumin**, Ph.D. (Eng), Assistant Professor, St. Petersburg State Marine Technical University



**ТРУДЫ САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
МОРСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

СОДЕРЖАНИЕ	стр.
Памяти А.И. Гайковича.....	14
<b>ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ</b>	
<b>Жестков К.Г., Шахнов М.А.</b> Особенности расчетного обоснования прочности и жесткости конструкций плавучих доков при размещении большепролетных мостовых кранов.....	17
<b>ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА</b>	
<b>Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р.</b> Проектирование и численное моделирование напряжённо-деформированного состояния основных несущих связей батареи топливных элементов.....	25
<b>Миронов М.Ю.</b> Сравнение осредненных нестационарных и спектральных откликов балочных конструкций.....	31
<b>Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А.</b> Учет многоопорности и разнонаправленного вращения элементов валопровода в расчете стационарной вибрации.....	37
<b>Крыжевич Г.Б.</b> Метод оценки усталостной долговечности судовых конструкций из полимерных композиционных материалов.....	43
<b>Смирнов Ю.А., Тряскин В.Н., Иванова Д.Т., Булкин В.А., Лешошкин А.К.</b> Методические основы и результаты практического применения программного комплекса для моделирования накатки судна на ПСПД.....	50
<b>Суворов В.А., Васильев Р.В.</b> Оптимизация стержневой конструкции стрелы судового крана-манипулятора из полимерных композиционных материалов.....	58
<b>Фрумен А.И.</b> Напряженное состояние толстостенной полимерной сферической оболочки под внутренним давлением.....	63
<b>Коршунов В.А., Макаров В.О., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А.</b> Применение численных методов для анализа методики расчета внешней нагрузки при падении вертолета.....	68
<b>Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А.</b> Применение нейросетевого метода к определению физико-механических свойств композитных материалов.....	76
<b>Коршунов В.А., Мащенко А.В., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А.</b> Применение численных методов к моделированию хрупкого разрушения.....	84
<b>Альбаев Д.А.</b> Определение ускорений в различных точках судна, вызываемых нелинейной качкой на регулярном волнении в условиях мелководья.....	93
<b>Родионов А.А., Рябушкин С.В.</b> Численное моделирование механического поведения льда при квазистатических и динамических нагрузках.....	99
<b>ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА</b>	
<b>Крыжевич Г.Б.</b> Моделирование технологии соединения свай с основаниями стационарных платформ и поиск его рационального конструктивного оформления.....	106
<b>СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)</b>	
<b>Белов А.М., Кожемякин В.В.</b> Моделирование электрохимических и газодинамических процессов, протекающих в твердополимерном топливном элементе.....	112
<b>Вахрушина Н.С., Дядик А.Н., Дядик В.А., Малых Н.П.</b> Управление сливом воды посредством регулятора уровня.....	118
<b>Исаев С.А., Никущенко Д.В., Никущенко Е.А.</b> Численное моделирование периодического квазипереключателного режима вихревой генерации и теплообмена в конической лунке с углом уклона 10° на стенке узкого канала.....	125
<b>Дядик А.Н., Маловик Д.С.</b> Технология удаления углекислого газа забортной водой в сатураторе топливного процессора подводного аппарата.....	134
<b>Титова Ю.Ф., Коробицин А.А., Яковлев С.Н., Подколызина Л.В., Поляхов Д.Н.</b> Экспериментальное определение статической характеристики сварных виброизоляторов, применяемых в судостроении.....	140

**ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ И УПРАВЛЯЮЩИЕ СИСТЕМЫ**

<b>Мартынов В.Л., Ясинская Ю.В., Борисов А.Н.</b> Оценка эффективности телекоммуникаций подводных аппаратов при использовании информационно-измерительных и управляющих систем на базе лазерных технологий.....	148
---	-----

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ**

<b>Яковлев А.Ю.</b> Расчет вращения жидкости над твердой плоской поверхностью в поле массовых сил.....	156
<b>Ильменков С.Л.</b> Расчет характеристик отражения звука от упругой газонаполненной цилиндрической оболочки.....	164

CONTENTS	page
To memory of Aleksandr Gaikovich.....	14
<b>DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS</b>	
<b>Kirill G. Zhestkov, Mikhail A. Shakhnov</b> The peculiarities for structural analysis of strength and stiffness of floating docks with the long span overhead-type cranes.....	17
<b>THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS</b>	
<b>Gennady B. Kryzhevich, Anton R. Filatov</b> , Design and numerical modeling of the stress-strain state of the main bearing links of the fuel cell stack.....	25
<b>Mikhail Yu. Mironov</b> , Comparison of averaged unsteady and spectral responses of beam structures.....	31
<b>Daria V. Gezha, Armen L. Melkonyan, Dmitry A. Nikolaev</b> . Accounting for multi-support and multidirectional manifestation of shafting elements in the calculation of stationary vibration.....	37
<b>Gennady B. Kryzhevich</b> , Method for assessing the fatigue life of ship structures made of polymer composite materials.....	43
<b>Yuri A. Smirnov, Vladimir N. Tryaskin, Dianna T. Ivanova, Vladimir A. Bulkin, Alexander K. Levoshkin</b> . Methodological foundations and the results of the practical application of the software package for modeling the ship's rolling on the FPTs.....	50
<b>Vladimir A. Suvorov, Roman V. Vasiliev</b> , Optimization of the rod design of the boom of a ship crane-manipulator made of polymer composite materials.....	58
<b>Alexander I. Frumen</b> , Stress state of a thick-walled polymer spherical shell under internal pressure.....	63
<b>Vladimir A. Korshunov, Vladislav O. Makarov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov</b> Application of numerical methods to analyse the methodology for calculating the external load in a helicopter crash.....	68
<b>Vladimir A. Korshunov, Vladislava N. Kuznetsova, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov</b> , Application of neural network method to determination of physical and mechanical properties of composite materials.....	76
<b>Vladimir A. Korshunov, Anastasia V. Mashchenko, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov</b> Application of numerical methods to brittle fracture modelling.....	84
<b>Danil A. Al'baev</b> Determination of accelerations at various points of the ship caused by nonlinear motions in regular waves in shallow water.....	93
<b>Alexander A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin</b> . Numerical simulation of mechanical behaviour of ice under quasi-static and dynamic loads.....	99
<b>TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION</b>	
<b>Gennady B. Kryzhevich</b> . Modeling of the technology of connecting piles with the bases of stationary platforms and the search for its rational design.....	106
<b>SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)</b>	
<b>Aleksei M. Belov, Vyacheslav V. Kozhemyakin</b> Simulation of electrochemical and gas dynamic processes occurring in a pem fuel cell.....	112
<b>Nina S. Vakhrushina, Alexander N. Dyadik, Vitaly A. Dyadik, Nikolay P. Malykh</b> Water drain control by means of a level controller.....	118
<b>Sergey A. Isaev, Dmitry V. Nikushchenko, Elena A. Nikushchenko</b> Numerical simulation of a periodic quasi-switching regime of vortex generation and heat transfer in a conical dimple with an inclination angle of 10° on the wall of a narrow channel.....	125
<b>Aleksandr N. Dyadik, Dmitry S. Malovik</b> Technology of removing carbon dioxide by seawater in the saturator of the fuel processor of the underwater vehicle.....	134
<b>Yuliana F. Titova, Stanislav N. Yakovlev, Lyudmila V. Podkol'zina, Anton A. Korobicin, Dmitry N. Polyakhov</b> Experimental determination of the static characteristics of welded vibration isolators used in shipbuilding.....	140

**INFORMATION-MEASURING AND CONTROL SYSTEMS**

**Viktor L. Martynov, Julija V. Jasinskaja, Aleksandr N. Borisov** Evaluation of underwater vehicles telecommunication efficiency using information-measuring and control systems based on laser technologies..... 148

**MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES**

**Aleksey Yu. Yakovlev** Calculation of the rotation flow over flat solid surface in a mass forces field..... 156

**Sergey L. Ilmenkov** Calculation of sound reflection characteristics on an elastic gas-filled cylindrical shell..... 164

**ГАЙКОВИЧ**  
**Александр Иосифович**  
**01.06.1949 – 11.11.2023**



На 75-м году ушёл из жизни Александр Иосифович Гайкович – профессор кафедры Проектирования судов Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета, доктор технических наук, профессор, действительный член Академии Военных Наук, Лауреат премии Ленинградского комсомола, Почетный работник высшего профессионального образования, генеральный директор Научно-исследовательского центра «Морские интеллектуальные технологии», заместитель главного редактора научного журнала «Морские интеллектуальные технологии».

Более 50-ти лет своей жизни, Александр Иосифович, закончив с отличием в 1972 году Морской Технический Университет (ЛКИ) и пройдя аспирантуру, бесценно посвятил педагогической деятельности на кафедре проектирования судов, прошагав все ступени роста, защитив сначала кандидатскую (1977 г.), а затем и докторскую (в 1991 г) диссертации, подготовил и читал дисциплины «Методы оптимизации при проектировании судов», «Проектирование судов»,

«Проектирование боевых кораблей», «Теория проектирования сложных систем», «Основы систем автоматизированного проектирования судов», «Теория принятия решений», «Научно-техническое прогнозирование», «История судостроения». С 1997 года по 2018 Александр Иосифович по совместительству был профессором в Военно-морском инженерном институте (ВВМИУ им. Ф.Э. Дзержинского).

Имя Александра Иосифовича, как авторитетного Ученого в области судостроения и кораблестроения, широко известно в профессиональных кругах России. Долгие годы Александр Иосифович являлся Ученым секретарем специализированного совета Морского Технического Университета по защите докторских диссертаций, членом специализированных ученых советов Военно-морского политехнического института, НИИ Кораблестроения и вооружения.

Он – автор более 160 научных работ, посвященных разработке и развитию теории проектирования судов, сложных технических систем, прогнозирования основных характеристик кораблей судов. Среди множества написанных им учебных пособий и монографий ведущее место занимают «Основы теории проектирования сложных технических систем» (2001 г.), и «Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов» 2014 г. в 2-х томах, над которой без соавторов он работал 14 лет. «Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов», без сомнения, является самым фундаментальным научным трудом в области проектирования кораблей и судов.

На кафедре Проектирования судов Морского Технического Университета и в военных институтах им подготовлены 11 кандидатов и 1 доктор технических наук.

Александр Иосифович Гайкович внес значительный вклад в создание системы автоматизирования исследовательского проектирования кораблей САИПР «ЧЕРТЕЖ-4», которая позволила обосновать облик перспективных надводных кораблей.

По инициативе и при активном личном участии Александра Иосифовича Гайковича были проведены 12 международных научных конференций «Морские интеллектуальные технологии» - МОРИНТЕХ-1995 – МОРИНТЕХ -2012.

Александр Иосифович Гайкович с 2008 г. был одним из основателей научного журнала «Морские интеллектуальные технологии», который по праву стал главным журналом для корабельных инженеров страны по широкому спектру научных специальностей и занял высокие позиции в национальных и международных рейтингах.

В 2016 году Александр Иосифович Гайкович был награжден знаком «Почетный работник высшего профессионального образования». От Морского собрания Санкт-Петербурга ему вручен орден «За трудовую доблесть» II-й степени, а также медаль «За заслуги» (2018 г.) – от Военного учебно-научного центра ВМФ «Военно-Морская академия», серебряная медаль А.Н. Крылова (2012 г.), золотая медаль Петра Великого (2006 г.), памятные медали НТО им. акад. А.Н. Крылова: «150 лет академику А.Н. Крылову» (2013), и «150 лет НТО судостроителей им. А.Н. Крылова».

Глубокая эрудиция, принципиальность, любовь к своему делу, лидерские качества, внимание к коллегам и студентам, дружелюбие и весёлый нрав – всё это снискало Александру Иосифовичу большое уважение и любовь со стороны людей, которые его окружали.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.039>

### Особенности расчетного обоснования прочности и жесткости конструкций плавучих доков при размещении большепролетных мостовых кранов

Жестков К.Г.<sup>1</sup> kirillzhestkov@rambler.ru, Шахнов М.А.<sup>1</sup> mishashah@mail.ru  
<sup>1</sup>ЦКБ МТ «РУБИН»

**Аннотация.** В статье представлены основные требования к облику крытого стального плавучего дока, а также к конструкции большепролетных мостовых кранов и их подкрановому основанию. Рассмотрен спектр нагрузок при эксплуатации дока, определяющий особенности расчетного обоснования прочности и жесткости конструкций. Выполнено адаптивное нормирование базы для опорного основания мостовых кранов морского исполнения. Разработаны и внедрены конструктивные мероприятия по условиям размещения на плавучем доке кранового пути для двухбалочных мостовых кранов опорного типа. Выполнено расчетное обоснование прочности и жесткости плавучего сооружения в целом на основе единой конечно-элементной (КЭ) расчетной модели дока с крышей. Обеспечена работоспособность большепролетных мостовых кранов морского исполнения и многопролетных неразрезных подкрановых конструкций с часто установленными опорами при помощи расчетных КЭ подмоделей.

**Ключевые слова:** Монолитный стальной плавучий док, крыша плавучего дока, опорный мостовой кран морского исполнения, большой пролет двухбалочного моста крана, крановый путь, подкрановая балка, прочность и жесткость подкранового основания, конечно-элементное моделирование.

**Благодарности:** авторы статьи выражают благодарность организаторам Всероссийской научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Жестков К.Г., Шахнов М.А. Особенности расчетного обоснования прочности и жесткости конструкций плавучих доков при размещении большепролетных мостовых кранов, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 17—24. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.039

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.039>

### The peculiarities for structural analysis of strength and stiffness of floating docks with the long span overhead-type cranes

Kirill G. Zhestkov<sup>1</sup> kirillzhestkov@rambler.ru, Mikhail A. Shakhnov<sup>1</sup> mishashah@mail.ru  
<sup>1</sup>Central Design Bureau of Marine Engineering "RUBIN", St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** In the paper there are represented the general requirements for structural design of covered floating dock from steel, long span overhead-type cranes and their runway foundation. The spectrum of the force and kinematic loads was considered. It defines some peculiarities for structural analysis of strength and stiffness of a floating dock in operation. Adaptation the rules of regulations for a marine design of the crane runway foundation was performed. The structural improvements, based on restrictions of runway layout, were developed and introduced for the double span overhead-type crane carried by runway rails in floating dock. The analytical substantiation of strength and stiffness of covered floating dock was done by means of the uniform finite element (FE) model. Reliability of the marine overhead-type cranes and the multispan continuous gantry girders, which supported by frequently installed runway columns, was validated using FE submodeling.

**Key words:** One-piece floating dock from steel, Cover of floating dock, Supported overhead-type crane, Marine design, Long double span bridge, Runway rails, Gantry girder, Runway foundation, Strength and stiffness of crane runway, Finite element modeling.

**For citation:** Kirill G. Zhestkov, Mikhail A. Shakhnov The peculiarities for structural analysis of strength and stiffness of floating docks with the long span overhead-type cranes, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 17—24. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.039

#### Введение

Монолитные плавучие доки, оборудованные закрытиями внутримохового пространства (крышей), предназначены для регулярного обслуживания, длительного ремонта и модернизации судов при

минимальном влиянии внешних воздействий (природно-климатических, геофизических). Такие доки позволяют создавать микроклимат во внутримоховом пространстве, но имеют ограниченное распространение и применение в связи с фиксированными по высоте габаритами

докуемых объектов. Они оснащены крановым оборудованием таким, как стационарные судовые стреловые краны и передвижные мостовые краны с механизмами основного и вспомогательного подъемов для проведения монтажно-сборочных и перегрузочных работ. Проектирование крытых плавучих доков, а также мостовых кранов и опорных подкрановых конструкций морского исполнения усложняется тем, что отсутствует приемлемая нормативная база Российского морского регистра судоходства (РМРС). Ограничено использование правил РМРС [6], которые не распространяются на крытые плавучие доки. Действующие правила РМРС не учитывают специфики размещения мостовых (в том числе, большепролетных) кранов на плавучих доках [7]. Нормативные документы, действующие в промышленном и гражданском строительстве, не распространяются на краны, устанавливаемые на судах и плавучих сооружениях [8].

При размещении мостовых кранов на двухбашенном монолитном стальном доке с крышей в зависимости от расстояния между башнями конструкция крыши может быть выполнена:

- в виде статически определимых П-образных рам, шарнирно опертых на внутренние борта башен дока, при пролетах кранов до 20-25 м;

- в виде жестких поперечных рам, неразрывно связанных с башнями дока при пролетах кранов более 25 м.

В первом случае опорные конструкции рельсовых путей мостовых кранов располагаются на вертикальных стойках П-образных рам крыши. Опирающие поперечные рамы на внутренние, а не наружные борта башен выполняется для обеспечения большей жесткости крыши и минимизации перемещений рельсовых путей, возникающих от действия как природных нагрузок на крышу, так и крановых нагрузок на подкрановые балки. При дополнительном введении в конструкцию крыши компенсационных поперечных стыков деформации крыши и башен дока не связаны между собой. Данное конструктивное решение приемлемо при относительно небольших пролетах между башнями дока и размещении мостовых кранов ограниченной грузоподъемности. С ростом поперечных размеров доков, массы поднимаемого груза и массы крана возрастают перемещения подкрановых конструкций. Следовательно, указанное шарнирное опирание крыши является недостаточным.

Во втором случае рельсовые пути под большепролетные мостовые краны, имеющие значительные массы и грузоподъемности, необходимо размещать на башнях дока, перемещения которых ограничены жесткостями крыши посредством установки поперечных рам, замкнутых с башнями дока в основной силовой контур (рис. 1). При этом коэффициенты жесткости башен и крыши в поперечном горизонтальном направлении должны быть сравнимы, чтобы распорные усилия взаимодействия не приводили к жесткому нагружению одной из соединяемых конструкций. Шаг установки таких рам определяется прочностью и жесткостью крыши, пролетом продольных подкрановых балок, жесткостью рельсовых путей и шагом установки поперечных переборок дока.

## 1. Условия обеспечения прочности и жесткости плавучего дока и подкрановых конструкций

### 1.1. Комплекс расчетных нагрузок

Прочность и жесткость конструкций дока, включая фундаменты под мостовые краны, обеспечиваются с учетом действия разнородных эксплуатационных и природных нагрузок, к числу которых относятся:

- комплекс природных нагрузок, связанных со снеговыми, ветровыми и температурными воздействиями, приходящими как на крытый док в целом, так и на элементы крановых конструкций;

- нагрузки, вызывающие общий продольный и поперечный изгибы плавучего дока при проведении доковых операций;

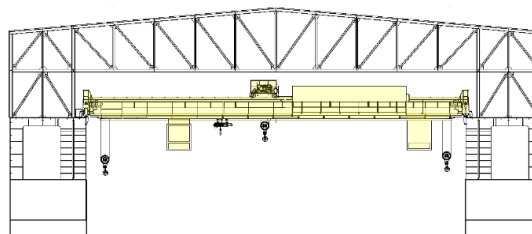


Рис. 1. Неразрывное соединение поперечных рам крыши с башнями дока

- нагрузки, вызывающие общий продольный и поперечный изгибы, а также кручение дока на тихой воде и на волнении в условиях океанской буксировки;

- длительные и кратковременные статические крен и дифферент, а также качка при проведении грузоподъемных или морских операций;

- выполнение грузоподъемных операций с использованием мостовых кранов, включая возможную одновременную или совместную работу двух кранов;

- перемещение максимального поднимаемого краном груза одновременно в трех плоскостях в пределах внутридокового пространства;

- неравномерность распределения веса мостового крана с грузом между опорными колесами, а также неравномерность передачи нагрузок на подкрановые опорные конструкции дока с учетом коэффициентов динамичности, связанных с движением крана по рельсовым путям;

- аварийное отключение питания при движении крана и крановой тележки с номинальной нагрузкой;

- столкновение крана с тупиковыми упорами при его движении с номинальной нагрузкой;

- сейсмическое воздействие на плавучий док с находящимся в нем докуемым объектом в районе эксплуатации.

### 1.2. Факторы кинематического нагружения. Отклонения от теоретической геометрии

Особые требования к жесткости кранового пути обусловлены наличием таких факторов, как:

- изменение геометрии рельсовых путей мостовых кранов как при общих деформациях дока с крышей, так и при действии нагрузки от опорных колес и направляющих устройств кранов;

- внецентренное приложение вертикальных расчетных усилий от опорных колес на крановые рельсы с учетом смещений рельсовых путей;

- допуски на изготовление конструкций кранов, крыши и корпусных конструкций дока, а также нормативная точность монтажа рельсовых путей.

### 1.3. Общепроектные ограничения

Стандартное решение вопроса обеспечения прочности и жесткости кранового пути ведет к увеличению металлоемкости подкрановых конструкций. При этом сохраняются жесткие требования к остойчивости крытого плавучего дока. Наличие крыши с насыщением и возможным скоплением снега, размещение большепролетных мостовых кранов и необходимость организации надежных подкрановых конструкций приводят к подъему центра тяжести дока и, соответственно, к уменьшению поперечной метацентрической высоты.

## 2. Деформированное состояние корпуса плавучего дока с крышей

Наибольший вклад в деформированное состояние дока и соответствующее изменение геометрии подкрановых путей вносят общий продольный и поперечный изгибы. В случаях, когда конструкции крыши неразрывно связаны с доком они включаются в поперечное сечение эквивалентного бруса дока (рис. 2). Максимальный вертикальный прогиб возникает при проведении доковых операций и составляет на тихой воде от  $\pm 50$  мм до  $\pm 150$  мм. Поперечные схождения и расхождения башен, которые ограничиваются рамными конструкциями крыши, составляют при этом от  $\pm 5$  мм до  $\pm 15$  мм.

Поперечные нагрузки на крышу плавучего дока так же влияют на значения схождения/расхождения башен и на перемещения рельсовых путей. К характерным нагрузкам на крышу относятся: снеговые, ветровые, температурные, а также усилии взаимодействия с конструкциями корпуса дока. Основная поперечная нагрузка для крыши в зимний период – равномерный снеговой покров с учетом или без учета сноса снега ветром для условий в районе эксплуатации дока. Интенсивность номинальной снеговой нагрузки – до 3 кПа. Основная поперечная нагрузка в летний период – максимальные давления разряжения, действующие на горизонтальной поверхности крыши при ветре вдоль дока [9].

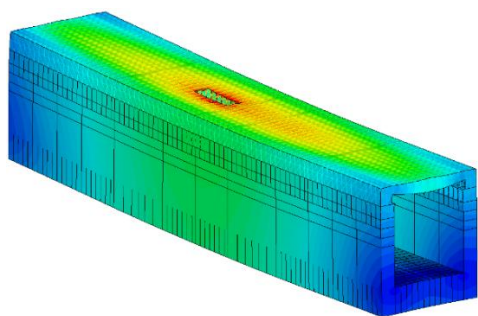


Рис. 2. Общий изгиб плавучего дока с крышей

Важным вопросом, который возникает при неразрывном соединении опорных конструкций крыши с башнями дока является учет температурных деформаций при нагревании корпуса дока и крыши. Температурные деформации оказывают большое влияние на крановый путь в виде отклонений от прямолинейности в вертикальном и горизонтальном

поперечных направлениях. Рассматриваются летний и зимний периоды для района эксплуатации дока. Поперечные расхождения рельсовых путей совместно с башнями дока при одновременном учете температурных деформаций и общего продольного и поперечного изгибов могут составлять от  $\pm 40$  мм до  $\pm 60$  мм. Указанные искажения пути составляют в 2-3 раза меньшие значения, чем при шарнирном опирании крыши на башнях дока.

В условиях океанской буксировки (перегона) порожнего дока от места постройки в район эксплуатации имеет место прогиб и перегиб дока с кручением на косом курсе при действии максимальной ветровой нагрузки на крышу. Определение изгибающих и крутящих моментов, действующих на док на косом волнении, может быть выполнено с помощью расчетной схемы, изложенной в [1], или приближенно по правилам РМРС, где приведена соответствующая методическая база для судов с широким раскрытием палуб [6]. Мостовые краны на перегоне должны быть надежно закреплены в положении «по-походному» в специально отведенных местах парковки на подкрановых фундаментах, конструкции которых усилены исходя из расчетных штормовых условий.

## 3. Двухбалочные мостовые краны

### 3.1. Краны в промышленном и гражданском строительстве

В составе оборудования промышленных зданий и сооружений наиболее широкое применение находят двухбалочные мостовые краны опорного типа [5]. При отсутствии жестких ограничений по массе главная отличительная особенность стационарного исполнения мостовых кранов – неподвижное опорное основание для подкрановых конструкций, при наличии которого относительно просто обеспечивается необходимая точность монтажа и предсказуемость эксплуатации крановых путей.

Конструктивное исполнение подкрановых металлоконструкций в обязательном порядке включает в себя применение катаных крановых рельсов, сварных двутавровых подкрановых балок и листовых тормозных конструкций (рис. 3). Крановые рельсы полностью прилегают к усиленным верхним полкам подкрановых балок. Монтаж подкрановых конструкций выполняется на опорах колонного типа, которые раскреплены на железобетонных элементах промышленного здания или сооружения [2].

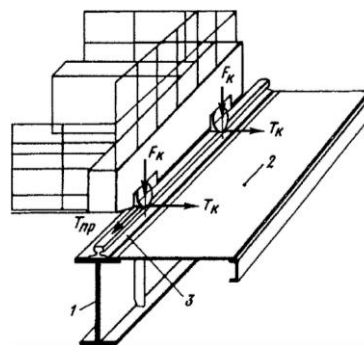


Рис. 3. Подкрановые конструкции опорного мостового крана в промышленном строительстве:

1 – подкрановая балка; 2 – тормозной лист; 3 – крановый рельс;

### 3.2. Мостовые краны морского исполнения

Для размещения мостовых кранов морского исполнения при пролетах более 25 м в конструкцию крытого дока необходимо внедрение конструктивных решений для обеспечения жесткости крановых путей:

- введение на уровне путей дополнительных горизонтальных листовых настилов, выполняющих роль тормозных конструкций;
  - применение многопролетных неразрезных подкрановых балок, с расчетным пролетом меньше колесной базы мостового крана, подкрепленных часто установленными опорами.
- Особенности конструкции мостовых кранов на плавучем доке:
- безребордные опорные колеса увеличенной ширины для компенсации поперечных, в первую очередь температурных, перемещений дока;
  - горизонтальные направляющие ролики для удержания крана на рельсовом пути;
  - рельсовые захваты для раскрепления крана «по-походному» при океанской буксировке и при сейсмике в районе эксплуатации;
  - побортные синхронизированные приводы механизмов передвижения крана для перемещения крана без перекосов (в т.ч. в случаях аварийных дифферентов) и снижения горизонтальных усилий, приходящих на направляющие ролики;
  - противосходные устройства.

Силовая конструкция мостового крана состоит из двухбалочного сварного моста и концевых балок коробчатого сечения, соединяющих опорные сечения балок моста (рис. 4). Четыре опорных колеса крана и две пары направляющих горизонтальных роликов располагаются на концевых балках и обеспечивают передвижение крана по рельсам. Рельсовый путь монтируется на неразрезных подкрановых балках судового фундамента в составе конструкций дока. Передвижение крана вдоль дока осуществляется посредством цевочных передач, расположенных побортно. Привод цевочной передачи обеспечивает силовое зацепление приводных звездочек механизма передвижения крана с цевочными рельсами (рейками), смонтированными на фундаменте в составе цевочного пути (рис. 5). На кране установлено четыре привода – по два для движения крана в прямом и обратном направлениях.

Для учета скорости подъема или опускания наибольшего груза в соответствии с правилами РМРС применяется коэффициент динамичности  $\psi_n$  [7]. Дополнительный коэффициент динамичности для вертикальных сил, действующих на груз при качке на волнении, принимается не менее 1,25 [7].

В расчетной схеме моста крана учтена неравномерность передачи крановых нагрузок от опорных колес на рельсовый путь, вызванная:

- неравномерным распределением масс крана и переносимого груза;
- податливостью рельсового пути и подкрановых конструкций;
- построчными отклонениями дока, рельсового пути и моста крана;
- отклонениями рельсового пути при деформациях дока.

Очевидно, что четырехколесный кран статически определимо опирается на рельсовый путь тремя колесами. При статически неопределимом опирании

крана на четыре колеса и обязательном учете всех перечисленных выше факторов введение дополнительных коэффициентов неравномерности, как это рекомендовано в [3], не требуется. Раскрытие статической неопределимости позволяет найти вертикальное усилие, приходящее на крановый рельс от наиболее нагруженного опорного колеса крана. Определение в явном виде указанных усилий необходимо, так как нормативная база требует вводить дополнительный коэффициент динамичности  $\gamma_{fl}$ , учитывающий передвижение крана с грузом вдоль стыкового рельсового пути [4, 7]. При расчете прочности и устойчивости балок кранового пути и их креплений к несущим конструкциям  $\gamma_{fl}=1,2$  [9].

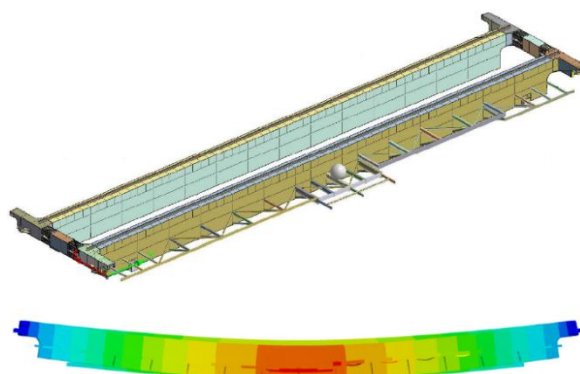


Рис. 4. Несущие конструкции моста крана опорного типа и характерная форма изгиба

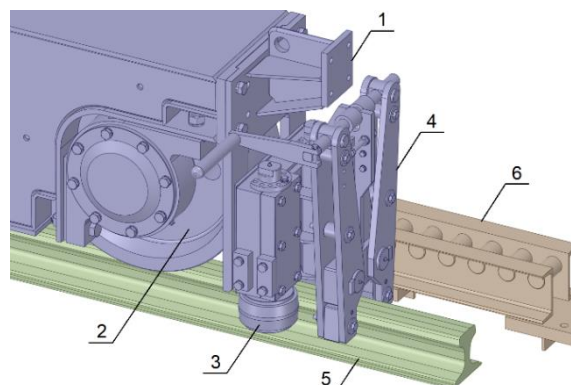


Рис. 5. Устройство опирания и раскрепления мостового крана на крановом пути:

- 1 – мостовой кран; 2 – опорное колесо;
- 3 – направляющие ролики; 4 – рельсовый захват;
- 5 – рельсовый путь; 6 – цевочный путь

#### 4. Рельсовый путь мостовых кранов

Для стационарных мостовых кранов при полном контакте рельса с верхней полкой подкрановой балки стенка балки подвержена локальному сжатию непосредственно под колесом крана. На плавучем доке локальные напряжения действуют совместно с напряжениями от изгиба подкрановой балки между вертикальными опорами и напряжениями от общего продольного изгиба дока с докуемым судном. Обеспечение требований по условиям местной устойчивости и прочности подкрановых конструкций под наиболее нагруженным опорным колесом крана приводит к значительному росту толщин элементов подкрановых балок и их массы (рис. 6) [2].

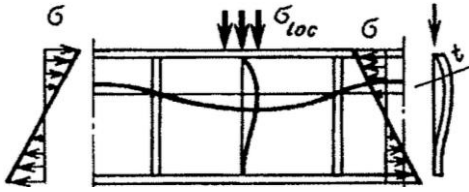


Рис. 6. Местная потеря устойчивости стенки балки под наиболее нагруженным опорным колесом крана

В расчетах учитывается одновременное действие на рельсовый путь усилий от опорных колес, направляющих роликов и рельсовых захватов, как от близкорасположенных устройств. На крановый рельс действуют также крутящие моменты, вызванные внецентренным приложением усилий вследствие отклонений рельсового пути от теоретического положения и возвышением головы рельса над опорной поверхностью полки подкрановой балки или листового настила (рис. 7) [2, 10].

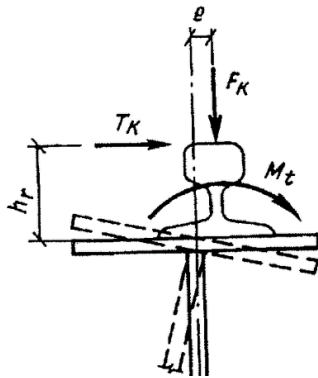


Рис. 7. Передача усилий от кранового рельса на верхний пояс подкрановой балки

Для передачи усилий от кранового рельса на подкрановые конструкции выполнено крепление рельсового пути на тонкостенном листовом настиле дока при помощи прижимных планок, демпфирующих подкладок под рельс и приварных опорных платиков (дискретных опор). Такое дискретное опирание и соответствующее подкрепление ребрами жесткости обеспечивает более свободное размещение рельсового пути. При суммировании допусков на изготовление корпусных конструкций дока и на монтаж кранового пути возможны горизонтальные поперечные смещения, приведенные на рисунке 8.

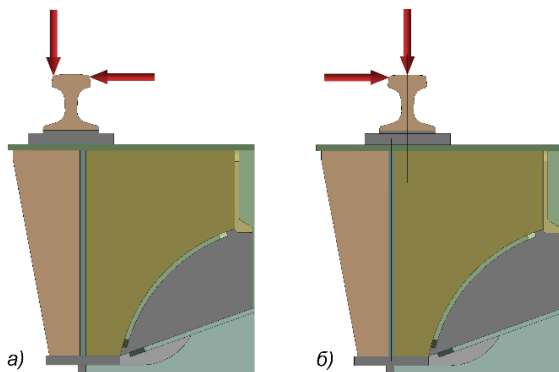


Рис. 8. Усилия от опорного колеса и направляющих роликов при поперечных смещениях рельсового пути а) к диаметральной плоскости дока; б) к борту дока

К преимуществам данного конструктивного решения относятся:

- перенос контактных давлений и наибольших сжимающих напряжений со стенок подкрановых балок в районы вертикальных ребер жесткости, обеспечивающих устойчивость стенки (рис. 9), что позволяет уменьшить толщины элементов балок;
- обеспечение восприятия крутящих моментов вертикальными ребрами жесткости стенки и передачи их на соседние элементы конструкций дока;
- уменьшение влияния построечных отклонений конструкций дока и неточностей монтажа жесткового пути вследствие возможной доработки (пригонки по месту) высот и расположения дискретных опор;
- возможность снизить монтажные усилия в деталях крепления (прижимных планках) кранового рельса.

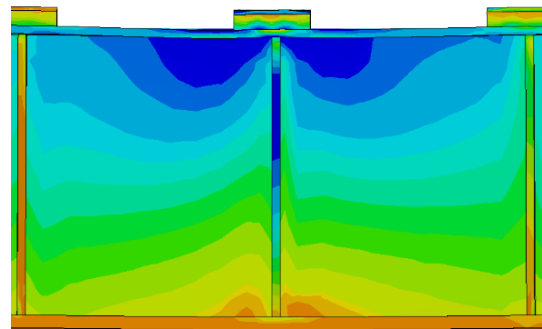


Рис. 9. Распределение наибольших сжимающих напряжений в зоне под опорным колесом крана

К недостаткам дискретного опирания относятся:

- местный изгиб кранового рельса между опорными платиками, что может потребовать установки рельса усиленного профиля;
- увеличение (на толщину платика) плеча крутящего момента от действия горизонтальных усилий;
- односторонняя приварка платиков к полке подкрановой балки или листовому настилу.

При близкорасположенных к опорному колесу направляющих роликах требуется крепление концов стыкуемых рельсов к подкрановым конструкциям. Стык рельсов должен быть расположен напротив вертикального ребра жесткости стенки. В районе стыков рельсов необходима установка опорных платиков удвоенной протяженности (рис. 10, 11).

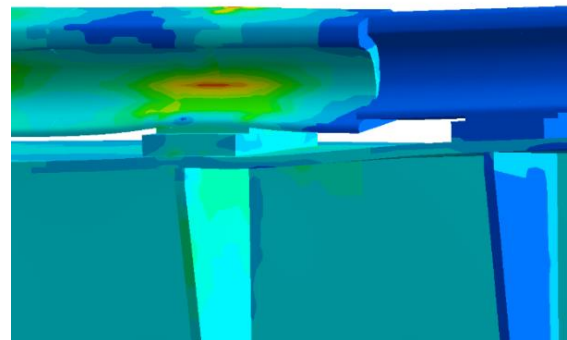


Рис. 10. Напряженно-деформированное состояние кранового рельса вблизи стыкового соединения

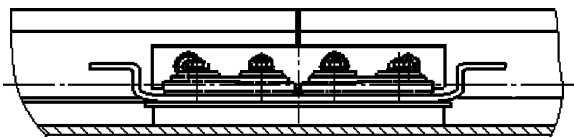


Рис. 11. Удвоенный опорный платик в районе стыка рельсов

Поворот (наклон) осей опорных колес при прогибе моста крана (рис. 4) в сочетании с монтажными смещениями кранового пути приводит к опиранию колес на внутренние кромки рельсового пути (рис. 8). Рельсовый путь подвержен поверхностному износу, который выражается в истирании и расклепывании головы кранового рельса, что способствует переносу линии действия наиболее нагруженного колеса с середины рабочей поверхности рельса на кромку, ближайшую к диаметральной плоскости дока.

На фото (рис. 12) показан характерный износ кранового пути и опорного колеса на примере действующего мостового крана. Видны повреждения широкого безребордного колеса мостового крана, рельса со стороны внутренних кромок рельсовых путей и рейки зубчатой передачи механизма передвижения.



Рис. 12. Характерный износ кранового пути и опорного колеса мостового крана

## 5. Основные результаты работы

В результате расчетного проектирования разработано опорное основание для мостовых кранов морского исполнения. Фундаменты выполнены в виде многопролетных неразрезных подкрановых балок сварного таврового профиля и входят в состав набора судовых настилов правого и левого бортов дока. Настилы выполняют функцию тормозных листов для подкрановых путей мостового крана. Для восприятия нагрузок, связанных с сосредоточенным и внецентренным приложением усилий на рельсовый путь, стенки подкрановых балок подкреплены ребрами жесткости и поперечными bracketами, разносящими нагрузку на соседние продольные балки настила. Опорами подкрановых балок являются часто установленные вертикальные стойки, которые подкрепляют кромки силовых bracketов и передают нагрузку на усиленные обшивку и набор внутреннего борта дока.

Расчетный пролет подкрановых балок принят меньше колесной базы крана. Для него выполняется требование к величине предельных прогибов [9]. Обеспечена виброотстройка подкрановых балок от диапазона частот вращения опорного колеса.

Выполнена оценка циклической долговечности подкрановых балок в соответствии со сводом правил [10]. Определено, что основной причиной накопления повреждений подкрановых конструкций является не выполнение краном грузоподъемных операций, а передвижение крана вдоль дока. Для увеличения долговечности обеспечивается полный провар сварных швов подкрановых балок и конструкций их крепления. В конструкцию кранового пути введены усиленные тупиковые упоры, которые кроме обычного столкновения с краном обеспечивают удержание крана при аварийных ситуациях на больших углах дифферента дока. При раскреплении кранов «по-походному» для перегона дока или для его швартовки в районе эксплуатации предусматривается использование парных рельсовых захватов и колесных упоров.

Разработаны подходы к конечно-элементному (КЭ) моделированию конструкции крытого дока с подвижным крановым оборудованием. Выполнено расчетное обоснование прочности и жесткости плавучего сооружения в целом на основе единой расчетной КЭ модели дока с крышей. Подтверждена работоспособность большепролетных мостовых кранов морского исполнения и многопролетных неразрезных подкрановых конструкций при помощи расчетных КЭ подмоделей (рис. 13). Элементы конструкций фундаментов под краны и корпуса дока, моделировались твердотельными КЭ. Расчетные толщины элементов конструкций принимались по номинальным значениям, т.к. фундаменты мостового крана и корпус в районе фундамента находятся в зоне микроклимата внутреннего пространства дока.

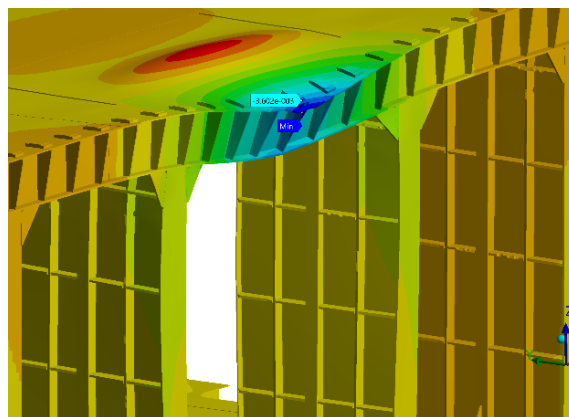


Рис. 13. Изгиб подкрановых конструкций при прохождении опорного колеса мостового крана

## Заключение

Представлены результаты решения задач расчетного проектирования крытого плавучего дока и мостовых кранов большого пролета с применением метода конечных элементов и адаптированной нормативной базы. В процессе работы выявлены определяющие расчетные случаи такие как эксплуатация мостовых кранов при выполнении операций на максимальную грузоподъемность, аварийное отключение питания кранов, их столкновение с тупиковыми упорами, работа во время доковых операций, океанская буксировка дока с раскреплением кранов «по-походному», сейсмическое воздействие в районе эксплуатации с учетом докуемого объекта. Отмечена важность учета

как наличия, так и отсутствия докуемого объекта в доке. Указанные особенности размещения большепролетных мостовых кранов относятся к вопросу обеспечения прочности и жесткости

подкрановых конструкций и элементов их крепления, а также к выбору архитектурно-конструктивного облика крытых плавучих доков.

#### **Литература**

1. Ловягин М.А., Корсаков В.М., Каганер Я.Б., Гарин Э.Н. и др. Металлические плавучие доки. Под общ. ред. М.А. Ловягина, Л., изд. «Судостроение», 1964, 336 с.
2. Металлические конструкции. Под ред. Г.С. Веденикова, М., изд. «Стройиздат», 1998, 760 с.
3. Бирюлев В.В., Кошин И.И., Крылов И.И., Сильвестров А.В. Проектирование металлических конструкций: Специальный курс. Под общ. ред. В.В. Бирюлева, Л., изд. «Стройиздат», 1990, 432 с.
4. Справочник по кранам: В 2 т. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчетов кранов, их приводов и металлических конструкций. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга, Л., изд. «Машиностроение», 1988, 536 с.
5. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов. / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга, Л., изд. «Машиностроение», 1988, 559 с.
6. Правила классификации и постройки морских судов. Часть 2. Корпус. Российский морской регистр судоходства, НД № 2-020101-152, 2022.
7. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов / Верхние строения плавучих кранов и крановых судов. Краны на плавучих доках. Российский морской регистр судоходства, НД № 2-020101-154, 2022.
8. ГОСТ 32579.5-2013 «Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа», М., изд. «Стандартинформ», 2015.
9. Свод правил СП 20.13330.2016 «Нагрузки и воздействия», М., изд. «Стандартинформ», 2016.
10. Свод правил СП 16.13330.2017 «Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81\*», 2017.

#### **References**

1. Lovyagin M.A., Korsakov V.M., Kaganer Ja.B., Garin Je.N. i dr. Metallicheskie plavuchie doki [Metal floating docks]. Pod obsh. red. M.A. Lovyagina, L., izd. "Sudostroenie", 1964, 336 s.
2. Metallicheskie konstrukcii [Metal structures]. Pod red. G.S. Vedenikova, M., izd. "Strojizdat", 1998, 760 s.
3. Birjulev V.V., Koshin I.I., Krylov I.I., Sil'vestrov A.V. Proektirovanie metallicheskih konstrukcij: Special'nyj kurs [Design of metal structures: A special course]. Pod obsh. red. V.V. Birjuleva, L., izd. "Strojizdat", 1990, 432 s.
4. Spravochnik po kranam: V 2 t. T.1. Harakteristiki materialov i nagruzok. Osnovy raschetov kranov, ih privodov i metallicheskih konstrukcij [Characteristics of materials and loads. Basic calculations of cranes, their drives and metal structures]. V.I. Braude, M.M. Gohberg, I.E. Zvjagin i dr.; Pod obsh. red. M.M. Gohberga, L., izd. "Mashinostroenie", 1988, 536 s.
5. Spravochnik po kranam: V 2 t. T.2. Harakteristiki i konstruktivnye shemy kranov. Kranovye mehanizmy, ih detail i uzly. Tehnicheskaja jekspluatacija kranov [Characteristics and design schemes of cranes. Crane mechanisms, their parts and assemblies. Technical operation of cranes]. M.P. Aleksandrov, M.M. Gohberg, A.A. Kovin i dr.; Pod obsh. red. M.M. Gohberga, L., izd. "Mashinostroenie", 1988, 559 s.
6. Pravila klassifikacii i postrojki morskikh sudov. Chast' 2. Korpus. Rossijskij morskoy registr sudohodstva, ND #2-020101-152, 2022 [Rules for the Classification and Construction of Offshore Ships. Part 2. Hull. Russian Maritime Register of Shipping, ND No. 2-020101-152, 2022].
7. Pravila po gruzopod#emnym ustrojstvam morskikh sudov / Verhnie stroenija plavuchih kranov i kranovyh sudov. Kраны на плавучих доках. Rossijskij morskoy registr sudohodstva, ND #2-020101-154, 2022 [Regulations on lifting devices for marine vessels / Top structures of floating cranes and crane ships. Cranes on floating docks. Russian Maritime Register of Shipping, ND No. 2-020101-154, 2022].
8. GOST 32579.5-2013 "Kраны gruzopod#emnye. Principy formirovanija raschetnyh nagruzok i kombinacij nagruzok. Chast' 5. Kраны mostovogo tipa" [Lifting cranes. Principles of formation of design loads and load combinations. Part 5. Overhead travelling cranes], M., izd. "Standartinform", 2015.
9. Svod pravil SP 20.13330.2016 "Nagruzki i vozdeystvija" [Loads and impacts], M., izd. "Standartinform", 2016.
10. Svod pravil SP 16.13330.2017 "Stal'nye konstrukcii. Aktualizirovannaja redakcija SNIp II-23-81\*" [Steel structures. Updated edition of SNIp II-23-81\*], 2017.

#### **Конфликт интересов**

Не указан.

#### **Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### **Conflict of Interest**

None declared.

#### **Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Жестков Кирилл Геннадьевич**, конструктор 1 категории высшей квалификации, Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин», 191119, Санкт-Петербург, ул. Марата, 90; доцент кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: kirillzhestkov@rambler.ru

**Kirill G. Zhestkov**, the Structural Engineer of superior level, Central Design Bureau of Marine Engineering "RUBIN", 90, Marata, St. Petersburg, Russian Federation, 191119; Assistant Professor of the Department of ship structures and ship technical operation, St. Petersburg state marine technical University, 3, Lotsmanskaya, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kirillzhestkov@rambler.ru

**Шахнов Михаил Александрович**, начальник сектора, Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин», 191119, Санкт-Петербург, ул. Марата, 90, e-mail: mishashah@mail.ru

**Mikhail A. Shakhnov**, head of sub-department, Central Design Bureau of Marine Engineering "RUBIN", 90, Marata, St. Petersburg, Russian Federation, 191119, e-mail: mishashah@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 05.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 11.09.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023.

## ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS

Научная статья

УДК 539.371+621.3-1/-8

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.040>

### Проектирование и численное моделирование напряжённо-деформированного состояния основных несущих связей батареи топливных элементов

Крыжевич Г.Б.<sup>1,2,3</sup> [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru), Филатов А.Р.<sup>2,3</sup> [filatov\\_ar@voenmeh.ru](mailto:filatov_ar@voenmeh.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

<sup>2</sup>Крыловский государственный научный центр, <sup>3</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

**Аннотация.** Объектом работы является батарея топливных элементов (БТЭ) универсального функционального модуля (УФМ) энергетической установки на топливных элементах (ЭУТЭ). Актуальность работы связана с обеспечением герметичности топливных элементов. Цель работы состоит в численном моделировании напряжённо-деформированного состояния преимущественно металлических конструкций и узлов элементов УФМ-ЭУТЭ, а также выдача рекомендаций по оптимизации распределения материала в деталях конструкции с учётом нагрузок и креплений. Расчёты НДС конструкций БТЭ выполнялись с помощью метода конечных элементов (МКЭ), а топологическая оптимизация конструкций – с помощью метода SIMP. В результате работы определены расчётные значения усилия сжатия для узла уплотнения топливных элементов и для всей сборки БТЭ, выполнена оценка статической прочности крышки БТЭ и даны рекомендации по её оптимизации, а также определены диаметры шпилек и моменты затяжки гаек БТЭ.

**Ключевые слова:** топливный элемент, крышка БТЭ, алюминиевый сплав, оптимизация конструкции, момент затяжки

**Для цитирования:** Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Проектирование и численное моделирование напряжённо-деформированного состояния основных несущих связей батареи топливных элементов. Морские интеллектуальные технологии, 2023. № 4 часть 2, С. 25—30. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.040

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.040>

### Design and stress-strain state numerical simulation of the fuel cell stack main bearing links

Gennady B. Kryzhevich<sup>1,2,3</sup> [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru), Anton R. Filatov<sup>2,3</sup> [filatov\\_ar@voenmeh.ru](mailto:filatov_ar@voenmeh.ru)

<sup>1</sup>State marine technical university of Saint-Petersburg, <sup>2</sup>Krylov State Research Centre

<sup>3</sup>Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

**Abstract.** The object of this work is the fuel cell battery (FCB) of a universal functional module (UFM) for a fuel cell-based power plant. The relevance of this study is associated with ensuring the sealing of fuel cells. The aim of the work is to numerically model the stress-strain state of predominantly metallic structures and components of the UFM-FCB elements, as well as to provide recommendations for optimizing material distribution in structural details, considering loads and fastenings. Finite element method (FEM) was used for the stress-strain calculations of FCB structures, and topological optimization of structures was performed using the SIMP method. As a result, of the work, the calculated values of compression force for the fuel cell sealing unit and for the entire FCB assembly were determined. An assessment of the static strength of the FCB cover was carried out, and recommendations for its optimization were provided. Additionally, the diameters of bolts and the torque values for tightening the FCB nuts were determined.

**Key words:** fuel cell, FCS cover, aluminum alloy, structural optimization, tightening torque

**For citation:** Gennady B. Kryzhevich, Anton R. Filatov, Design and numerical simulation of the stress-strain state of the main bearing links of the fuel cell stack. Marine intellectual technologies, 2023. № 4 part 2, P. 25—30. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.040

#### Введение

В настоящее время активно развивается область применения водородной энергетики [1]. Батарея топливных элементов (БТЭ), работающая на водороде и разработанная в КГНЦ [2], показана на рис. 1. Она состоит из топливных элементов и двух торцевых крышек (см. рис. 2) со шпильками, соединяющими всё в единую сборку [3]. В процессе

затяжки гаек на шпильках происходит, с одной стороны, обжатие уплотнительных резиновых (силиконовых) прокладок между топливными элементами, а с другой – изгиб крышек. При превышении допустимого прогиба крышек возникает риск разгерметизации топливных элементов и выхода из строя батареи. В этой связи требуется, во-первых, определить моменты затяжки гаек на шпильках при условии равномерного обжатия

БТЭ и, во-вторых, выяснить, не превосходит ли при этом прогиб крышек допустимого значения.

Целью работы является численное моделирование напряжённо-деформированного состояния (НДС) соединённых между собой металлических и уплотнительных конструкций и элементов БТЭ (УФМ-ЭУТЭ), а также выдача рекомендаций по оптимизации распределения материала в деталях конструкции с учётом нагрузок и креплений.

Для достижения поставленной цели выполнены:

- оценка упругости уплотнительных прокладок для их замены пружиной с нелинейной характеристикой;
- численное моделирование НДС крышки методом конечных элементов с учётом шпилек и уплотнительных прокладок, обладающих нелинейными упругими свойствами;
- топологическая оптимизация конструкции крышки с последующей адаптацией полученного решения под технологию её изготовления.

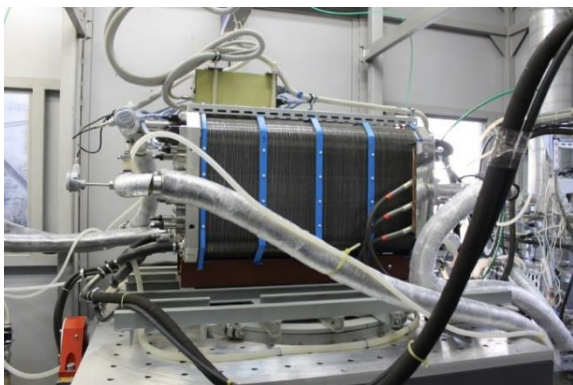


Рис. 1. Батарея топливных элементов [2]

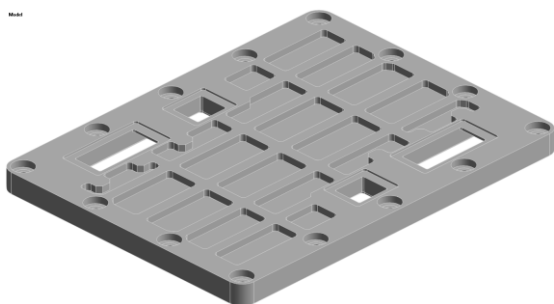


Рис. 2. Крышка БТЭ

### 1. Материалы и методы

Поскольку конструкция БТЭ является симметричной, рассматривалась только её половина.

Упругость уплотнительных прокладок из резины моделировалась с помощью нелинейного пружинного элемента, соединённого с крышкой (см. рис. 3). Его характеристика была задана в соответствии с результатами испытаний уплотнительной прокладки (см. рис. 4).

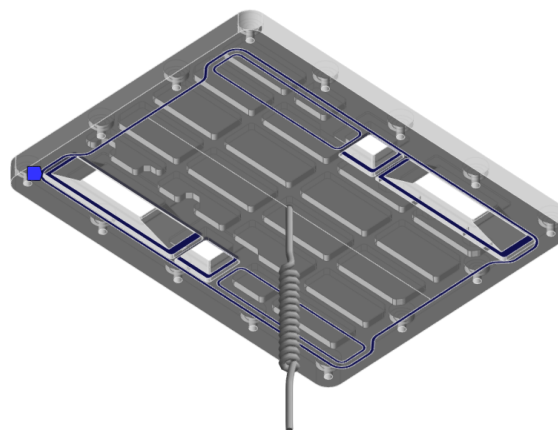


Рис. 3. Моделирование уплотнительных прокладок с помощью нелинейного пружинного элемента

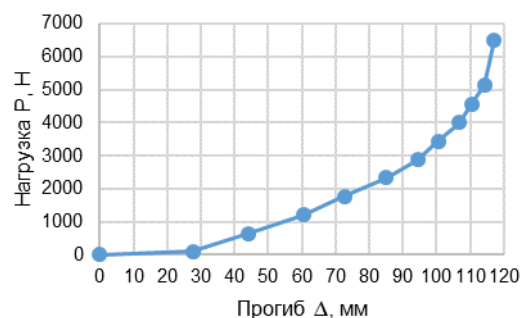


Рис. 4. Характеристика нелинейного пружинного элемента

Для шпилек использовались балочные элементы. Шпильки связывались с отпечатками шайб на крышке посредством жёсткого соединения (см. рис. 5).

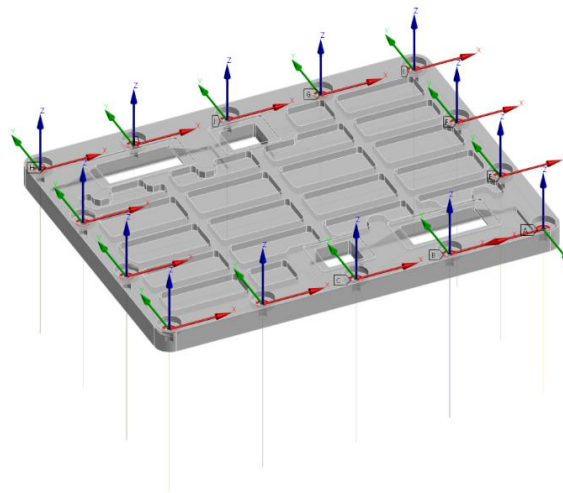


Рис. 5. Соединение торцов шпилек с отпечатками шайб на крышке

Нагружение сборки производилось кинематическим способом – путём задания свободным концам шпилек осевого перемещения, соответствующего полному равномерному сжатию всех уплотнительных прокладок БТЭ (см. рис. 6). При этом учитывалась центральная симметрия сборки – отсутствие у точки в центре внутренней поверхности крышки перемещений в плоскости крышки.

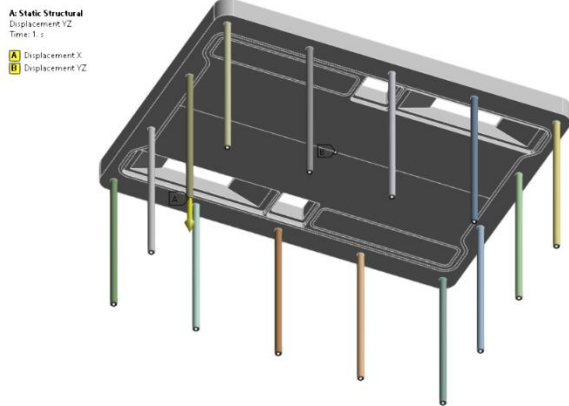


Рис. 6. Задание осевого перемещения свободным концом шпилек и учёт центральной симметрии сборки

Крышка выполнена из алюминиевого сплава, а шпильки – из сложнoleгированной стали. Свойства применяемых материалов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Модели и свойства материала

	Крышка	Шпильки
Материал	АМг6 [4]	40Х [5]
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	2650	7850
Модель	Линейная упругая	
Модуль Юнга $E$ , ГПа	71	214
Коэффициент Пуассона $\nu$	0,33	0,3
Предел текучести $\sigma_r$ , МПа	137	785

## 2. Результаты и обсуждение

На рис. 7 показаны распределения вертикальных перемещений (прогибов) и эквивалентных напряжений крышки. Максимальный перепад прогибов составляет 0,16 мм, что почти в 2 раза меньше допускаемой величины 0,30 мм. Максимальные напряжения составляют 36 МПа, что намного ниже предела текучести АМг6 (см. табл. 1).

На рис. 8 показаны распределения осевые усилия и суммарных напряжений по шпилькам. Как видно, перепад усилий составляет почти 10 раз. Это говорит о том, что при равномерной затяжке всех шпилек крышка вследствие её неравномерной жёсткости получит большие прогибы, превосходящие допускаемые значения. Максимальные же напряжения составляют 42 МПа, что более чем в 18 раз ниже предела текучести 40Х – диаметр шпилек можно смело уменьшать [6].

Полученные запасы по прогибам и напряжениям в крышке свидетельствуют о возможности оптимизации её конструкции. В этой связи для поиска более рациональной конструкции с помощью метода SIMP [7, 8] была выполнена топологическая оптимизация (ТО) крышки с последующей адаптацией результатов [9, 10]. Постановка задачи

ТО показана на рис. 9. В качестве области проектирования выбрана сплошная плита S30 за вычетом технологических отверстий (отмечены красным). Кинематическое нагружение и учёт центральной симметрии выполнен аналогично исходной крышке.

Результаты ТО и их адаптация под технологию изготовления крышки показаны на рис. 10. Масса оптимизированной конструкции крышки получилась на 27% ниже массы исходной конструкции.

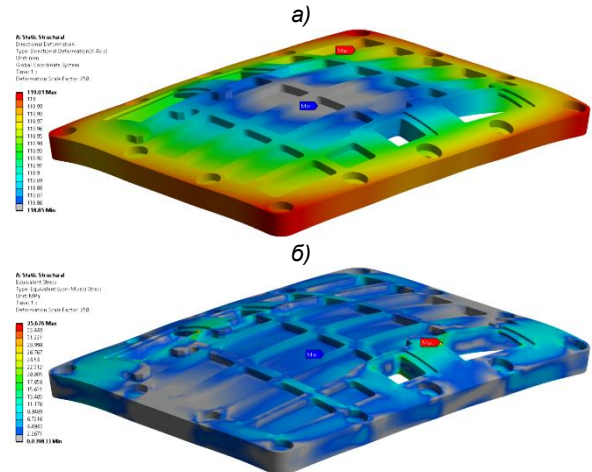


Рис. 7. НДС крышки БТЭ: а) вертикальные перемещения; б) эквивалентные напряжения

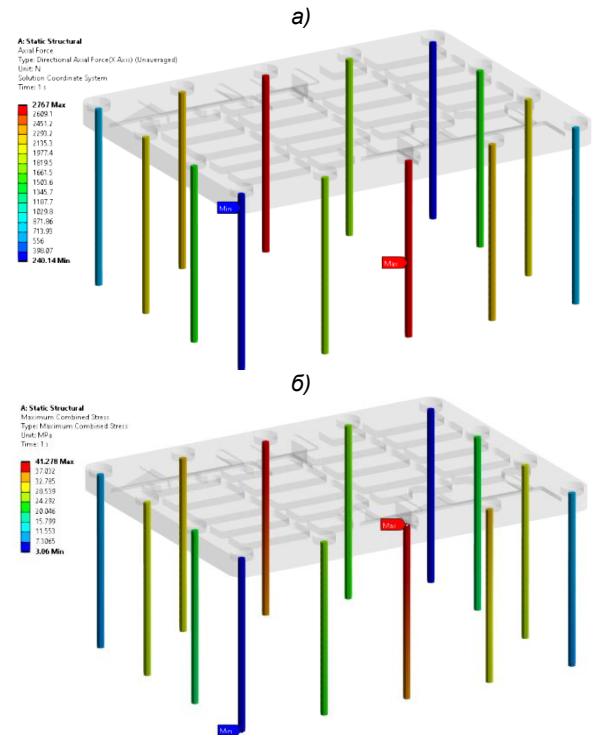


Рис. 8. Осевые усилия (а) и суммарные напряжения (б) в шпильках

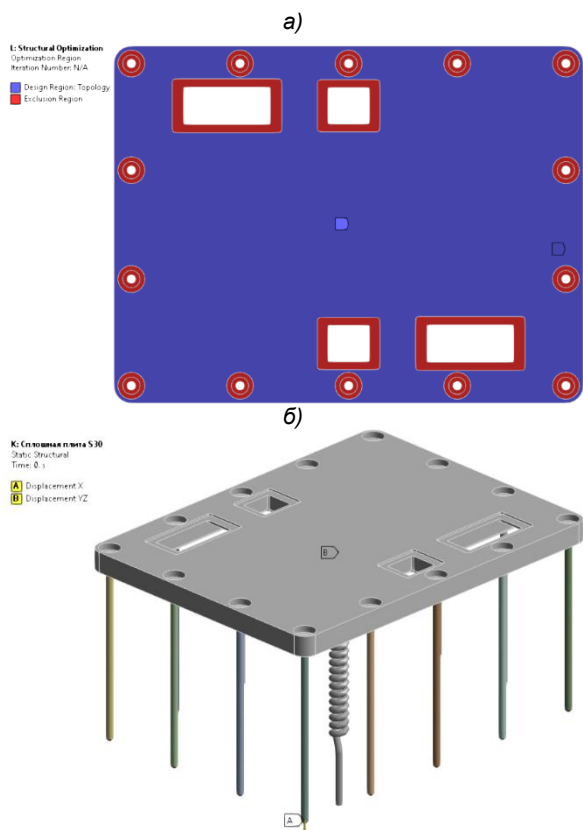


Рис. 9. Постановка задачи ТО: а) область проектирования; б) кинематическое нагружение

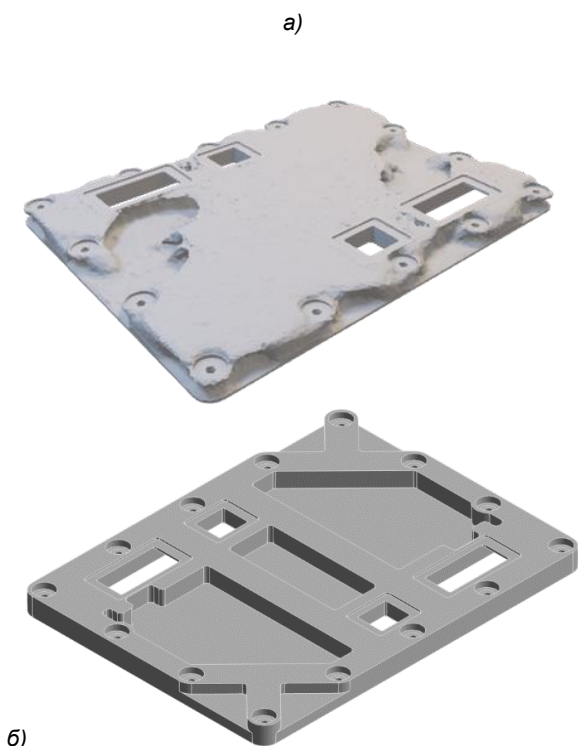


Рис. 10. Результаты ТО (а) и их адаптация под технологию изготовления крышки (б)

Для оптимизированной конструкции крышки был выполнен расчёт НДС аналогично исходной

конструкции. Результаты расчёта и их сопоставление с исходной конструкцией приведены в табл. 2.

Таблица 2  
Сопоставление результатов расчётов конструкций крышек

	Исходная	Оптимизированная
Масса	100%	73%
Прогиб, мм	0,16	0,19
Напряжения, МПа	36	27
Максимальное осевое усилие в шпильках, Н	2767	2915
Минимальное осевое усилие в шпильках, Н	240	289

Как видно, оптимизированная крышка имеет чуть больший прогиб, оставаясь при этом в пределах допускаемых значений. Также у оптимизированной крышки выросли значения осевых усилий в шпильках, а вот напряжения, наоборот, упали.

### Выводы

В обеспечение создания принципиально нового объекта судовой водородной энергетики в работе предпринято численное моделирование напряжённо-деформированного состояния конструкции, содержащей металлические и уплотнительные элементы, а также генерирующие электроэнергию узлы БТЭ (УФМ-ЭУТЭ). Решена обратная задача механики твёрдого деформируемого тела – определены оптимальная конфигурация нелинейной упругой системы и усилия в соединительных элементах, обеспечивающие допустимые деформации системы в целом и в ограничительных элементах (крышках). Выданы рекомендации по оптимизации распределения материала в элементах нелинейной упругой системы с учётом нагрузок и закреплений, обеспечивающие минимизацию массы БТЭ. Расчёты НДС конструкций БТЭ выполнялись с помощью метода конечных элементов (МКЭ), а топологическая оптимизация конструкций – с помощью метода SIMP. В результате работы даны рекомендации по оптимальным усилиям сжатия, назначенным дифференцированно для различных шпилек, уплотняющих топливные элементы и обеспечивающих сборку БТЭ в целом. Рациональные моменты затяжки для разных гаек отличаются на порядок (до 10 раз). Выполнена проверка статической прочности крышки БТЭ с учетом нелинейной жесткости многослойных резиновых (силиконовых) элементов и определены диаметры шпилек и моменты затяжки гаек БТЭ.

В итоге накоплен большой опыт конечно-элементного моделирования и эффективной топологической оптимизации с помощью метода SIMP нелинейных упругих систем, представляющих собой инновационные судовые энергетические установки. Эффективности проделанной работы подтверждается, в частности тем, что оптимизированная конструкция крышки по сравнению с исходной имеет на 27% ниже массу и на 25% ниже напряжения, значительно меньшую массу крепежа установки, обеспечивая при этом (в отличие от исходной) надежность и эксплуатационную безопасность БТЭ.

### Литература

1. Ландграф И.К., Касаткин М.А., Живулько С.А. Опыт разработок филиала "ЦНИИ СЭТ" ФГУП «Крыловский государственный научный центр» энергоустановок на топливных элементах транспортного и стационарного применения. Водород. Технологии. Будущее: Сборник тезисов докладов Всероссийской научно-практической конференции. Томск, 23-24 декабря 2020 года. Томск: Национальный исследовательский Томский политехнический университет, 2021. С. 34.
2. Крыловский центр провел государственные испытания батареи топливных элементов БТЭ-50К на стенде филиала «ЦНИИ СЭТ» / ФГУП «Крыловский государственный научный центр». URL: <https://krylov-centre.ru/press/news/199/> (дата обращения 01.11.2022).
3. Аваков В.Б., Иваницкий Б.А., Ландграф И.К., Хайров Д.А. Батарея многосекционная моноблочная топливных элементов повышенной эффективности. Патент РФ № 152860 U1, 25.07.2014.
4. ГОСТ 17232-99 Плиты из алюминия и алюминиевых сплавов. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 2000.
5. ГОСТ 4543-2016 Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2019.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. М.: Машиностроение, 2006. 960 с.
7. Bendsoe M.P. Optimal shape design as a material distribution problem. Structural Optimization. 1989. No. 1. P. 193–202.
8. Rozvany G.I.N. Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2001. Vol. 21. No 2. P. 90–108. DOI: <https://doi.org/10.1007/s001580050174>.
9. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Комплексный подход к топологической и параметрической оптимизации судовых конструкций. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020; 1(391): 95-108. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-1-391-95-108.
10. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Оптимизация алюминиевой крышки люкового закрытия сухогрузного судна. Морские интеллектуальные технологии. 2020; № 1, т. 3. С. 58-65. DOI: 10.37220/MIT.2020.47.1.036.

### References

1. Landgraf I.K., Kasatkin M.A., Zhivulko S.A. Krylov State Research Center TSNII SET experience in the development of power plants on fuel cells for transport and stationary use. Hydrogen. Technology. Consortium: Proceedings of the Russian conference with international participation. Tomsk, december 23-24, 2020. Tomsk: Tomsk Polytechnic University. P. 34 (in Russian).
2. Krylov Centre conducted official acceptance tests of the fuel-cell battery BTE-50K at TSNII SET test bench // Krylov State Research Centre. URL: <https://krylov-centre.ru/en/press/news/492/> (date of the application: 01.11.2022).
3. Patent RU No. 152860 U1, 25.07.2014 (in Russian).
4. GOST 17232-99 Aluminium and aluminium alloys plates. Specifications. Moscow: Izdatelstvo standartov, 2019 (in Russian).
5. GOST 4543-2016 Structural alloy steel products. Specifications. Moscow: STANDARTINFORM, 2000 (in Russian).
6. Anuriev V.I. Handbook for a mechanical engineer: in 3 vol. Vol. 2. Moscow: Mashinostroenie, 2006. 960 p. (in Russian).
7. Bendsoe M.P. Optimal shape design as a material distribution problem. Structural Optimization. 1989. No. 1. P. 193–202.
8. Rozvany G.I.N. Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2001. Vol. 21. No 2. P. 90–108. DOI: <https://doi.org/10.1007/s001580050174>.
9. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Comprehensive approach to topological and parametric optimization of ship structures. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2020; 1(391): 95-108. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-1-391-95-108 (in Russian).
10. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Bulk carrier aluminum hatch cover optimization. Marine intellectual technologies. 2020; No. 1, vol. 3. P 58-65. DOI: 10.37220/MIT.2020.47.1.036 (in Russian).

### Конфликт интересов

Не указан.

### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

### Conflict of Interest

None declared.

### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Крыжевич Геннадий Брониславович**, доктор технических наук, профессор, начальник сектора, Крыловский государственный научный центр, 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3; e-mail: g\_kryzhevich@ksrc.ru

**Gennadiy B. Kryzhevich**, Dr.Sci. (Eng), Professor, head of sector, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmaskaya, 3, St. Petersburg, 1960121, Russian Federation, e-mail: g\_kryzhevich@ksrc.ru; Professor of the Department of solid mechanics, Baltic State Technical University "Voenmekh", Krasnoarmeyskaya street, 1, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: kryzhevich\_gb@voenmeh.ru

**Филатов Антон Романович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Крыловский государственный научный центр, 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; доцент кафедры высшей математики, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 190005, Россия, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1; e-mail: filatov\_ar@voenmeh.ru

**Anton R. Filatov**, Ph.D. (Eng), Senior researcher, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; Associate professor of the Department of Higher Mathematics, Baltic State Technical University "Voenmeh", 1, 1<sup>st</sup> Krasnoarmeyskaya street, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: filatov\_ar@voenmeh.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 20.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 24.07.2023.

Принята к публикации/accepted for 31.08.2023

Научная статья

УДК 534.141.2

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.041>

## Сравнение осредненных нестационарных и спектральных откликов балочных конструкций

Миронов М.Ю.<sup>1</sup> [mironov31051973@mail.ru](mailto:mironov31051973@mail.ru)<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Работа посвящена управлению динамическими свойствами конструкций, нагрузка на которые задается в виде спектра силового или инерционного воздействия. Согласно положениям линейной спектральной теории, суммарный квазистатический спектральный отклик балки есть квадратичная комбинация активных собственных форм, взвешенных зависящими от вида нагрузки амплитудными коэффициентами. На основе рассмотренных в работах [1]-[2] матричных зависимостей анализа чувствительности определяются производные от спектрального отклика кусочно-призматической балки по параметрам проектирования. Используется МКЭ в варианте метода перемещений для плоской балочной модели, аналитические методы получения производных от частот, форм колебаний и нестационарных откликов, метод для комбинации модальных откликов как корня из суммы квадратов [7]. Для модели балки с большим числом КЭ выполнено сравнение распределения спектрального отклика и интегрально осредненного нестационарного отклика [3].

**Ключевые слова:** спектральное нагружение, активные формы спектрального отклика, метод конечных элементов, балочная модель, не прямые методы оптимизации, анализ чувствительности, нестационарный расчет, интегральное осреднение.

**Благодарности:** автор статьи выражает благодарность организаторам Всероссийской научно-научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Миронов М.Ю., Сравнение осредненных нестационарных и спектральных откликов балочных конструкций, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 31—36. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.041

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.041>

## Comparison of averaged unsteady and spectral responses of beam structures

Mikhail Y. Mironov<sup>1</sup> [mironov31051973@mail.ru](mailto:mironov31051973@mail.ru)<sup>1</sup>Federal state budgetary educational institution of higher education "Saint Petersburg State Marine Technical University", St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The work is devoted to the control of the dynamic properties of structures, the load on which is set in the form of a spectrum of force or inertia effects. According to the provisions of linear spectral theory, the total quasi-static spectral response of a beam is a quadratic combination of active eigenforms weighted by amplitude coefficients depending on the type of load. On the basis of the matrix dependencies of sensitivity analysis considered in [1]-[2], the derivatives of the spectral response of a piecewise prismatic beam are determined according to the design parameters. The FEM is used in a variant of the displacement method for a flat beam model, analytical methods for obtaining derivatives of frequencies, waveforms and non-stationary responses, a method for combining modal responses as the root of the sum of squares [7]. For a beam model with a large number of QE, a comparison of the distribution of the spectral response and the integrally averaged nonstationary response was performed [3].

**Key words:** spectral loading, active forms of spectral response, finite element method, beam model, indirect optimization methods, sensitivity analysis, non-stationary calculation, integral averaging.

**For citation:** Mironov M.Yu., Comparison of averaged unsteady and spectral responses of beam structures, Marine intelligent technologies. 2023. № 4 part 2, P. 31—36. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.041

### Введение

Динамические нагрузки на суда и оффшорные сооружения носят существенно нестационарный характер и могут быть как кратковременными, так и долговременными. Довольно стабильными являются их спектральные характеристики – детерминированные спектры кратковременных (например, сейсмических) воздействий и спектральные плотности долговременных (например, волновых) нагрузок.

Оптимизационное проектирование конструкций морских сооружений при воздействиях, задаваемых в виде спектров, даже при анализе в линейной области оказывается весьма сложной задачей. Управление массой, жесткостью и прочностью динамически нагруженного сооружения с целью добиться их оптимального сочетания часто связано с необходимостью неоднократно проводить нестационарный расчет. Чувствительность локальных [2] и интегрально осредняемых по времени и по пространству конструкции нестационарных откликов [3] – вычислительно

затратная процедура. При этом активность собственных форм в нестационарном отклике неодинакова, и часть из них без существенной потери точности для прочностных и жесткостных показателей может быть исключена.

Если чувствительность к проектным изменениям интегрально осредняемых нестационарных перемещений или напряжений будет близка к чувствительности квази-стационарных спектральных откликов [4],[5] с ограниченным числом активных форм, это позволит повысить эффективность оптимизационных алгоритмов на основе непрямых методов [1],[3].

Чистота численного эксперимента обуславливается использованием «реального» возмущающего воздействия, снимаемого с более крупной модели, как для интегрально осредненных перемещений подконструкции за заданное время, так и для спектральных откликов по Евклидовой норме. Для выделенного фрагмента конструкции (например, отдельной непризматической балки в рамной модели) целесообразно использовать в качестве возмущения спектры перемещений, скоростей или ускорений её опорного контура. Нагружая сложную рамную модель нестационарной силой вне рассматриваемой балки, получаем нестационарное возмущение на опорных узлах этой балки и преобразуем его во «входной» спектр кинематического воздействия с помощью Фурье-преобразования.

Сложность здесь состоит в том, что возмущения опорного контура выделяемой подконструкции будут происходить по нескольким направлениям. На первом этапе исследования целесообразно рассмотреть однонаправленные возмущения.

**Интегральные нестационарные и спектральные отклики модели балки.** Будем рассматривать удобный для исследования объект с большим числом параметров проектирования (ПП) - конечно-элементную модель кусочно-непризматической балки [2],[3] с плотной сеткой и простой взаимосвязью геометрических характеристик. Балка из 100 КЭ квадратного сечения (рисунок 1), размер каждого – отдельный параметр проектирования (составляют вектор  $\{x\} = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_{100}\}^T$ ), при несимметричных граничных условиях нестационарно возбуждается заданными как функции времени:

- а) сосредоточенной силой в центре;
- б) вертикальным смещением опорных сечений.

В исходном призматическом проекте все сечения одинаковы.



Рис. 1 Исследуемая модель балки

Мерой интенсивности колебательного движения при вынужденном динамическом прогибе балки длиной  $L$  за время наблюдения за системой  $T$  может быть двойная интегральная норма:

$$C_1 = \sqrt{\frac{1}{LT} \cdot \int_0^T \int_0^L w(s, t, \{x\})^2 ds dt}, \quad (1)$$

либо распределение по длине балки модулей прогибов, интегрально осредняемых только по времени:

$$C_2(s) = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T w(s, t, \{x\})^2 ds}. \quad (2)$$

С учетом высокой плотности дискретизации задачи по времени и пространству конструкции, интегралы могут быть вычислены как суммы без существенной погрешности. Прогибы  $w(s, t)$  в узлах конечно-элементной сетки выделяются из вектора обобщенных перемещений  $\{Q(t)\}$  любым удобным способом. Сам вектор  $\{Q(t)\}$  может быть получен методом разложения по формам (методом главных координат) либо с применением различных схем интегрирования матричного уравнения динамики, явных или неявных.

**Спектральное детерминированное динамическое возмущение** представимо в виде распределения амплитуд силового или кинематического воздействия по частотам, как непрерывной или таблично заданной функции. Рассмотрим те же, наиболее простые виды возмущения:

- а) точечное силовое спектральное в центре,
- б) кинематическое в виде спектра однонаправленного вертикального синхронного перемещения опорного контура модели.

Пусть  $Sp(\omega)$  – непрерывная спектральная кривая амплитуды внешних сил. Согласно линейной спектральной теории, требуется задать её в виде вектора  $\{Sp\}$ , который представляет собой набор значений амплитуд силы при  $\omega = \lambda_i, i = 1, \dots, N$ , где  $\lambda_i$  –  $i$ -я собственная частота. Количество частот  $N$  для конечно-элементной модели конструкции – конечно. Вполне может оказаться, что силовой спектр определен на ограниченном отрезке частот, в этом случае число  $N$  может быть существенно меньше числа степеней свободы модели.

Вектор узловых нагрузок на каждой частоте при этом есть вектор из нулей и единиц  $\{P\}$ , умножаемый скалярно на спектральное значение  $Sp(\omega)$  [4],[5]. Единица означает наличие силы в направлении конкретного обобщенного перемещения. Все ненулевые силы действуют синхронно.

**Спектральным откликом в перемещениях по  $i$ -й форме (модальным откликом)** в рассматриваемом случае называется вектор

$$\{Rp\}^{(i)} = Cr_i \cdot \{f\}^{(i)}, \quad (3)$$

где  $\{f\}^{(i)}$  – нормализованная по матрице масс модели  $i$ -я собственная форма ( $\{f\}^T [M] \{f\} = 1$ ),

$$Cr_i = Sp_i \cdot \gamma r_i / \lambda_i^2 - \quad (4)$$

**модальный коэффициент** (размерный коэффициент формы),

$$\gamma r_i = \{f\}^{(i)T} \cdot \{P\} - \quad (5)$$

**коэффициент участия  $i$ -й формы** в отклике на направленное воздействие [4],[5].

Умножая  $\{Rp\}^{(i)}$  на матрицы соотношений Коши и закона Гука, можно получить отклики по  $i$ -й форме в деформациях и напряжениях как «статические» поля параметров НДС.

Если же внешнее воздействие описывается спектральной кривой  $Su(\omega)$  – спектром смещения опорных узлов модели, то модальные коэффициенты вычисляются как

$$Cu_i = Su_i \cdot \gamma u_i, - \quad (6)$$

а коэффициенты участия форм в отклике – как

$$\gamma u_i = \{f\}^{(i)T} \cdot [M] \cdot \{D\}, - \quad (7)$$

где  $\{D\}$  – вектор направлений возмущений в используемой системе координат [4],[5].

Спектральный отклик в перемещениях по  $i$ -й форме здесь определится как

$$\{Ru\}^{(i)} = C u_i \cdot \{f\}^{(i)}. \quad (8)$$

Полным спектральным откликом  $\{R^Z\}$  называют комбинацию модальных откликов, выполняемую из соображений максимальной опасности комбинированного состояния [4],[5]. Весьма распространён метод комбинирования SRSS (квадратный корень из суммы квадратов) из нормативного руководства NRC [5], [7]. Для каждого  $k$ -го скалярного компонента вектора отклика справедливо:

$$\{R^Z\}_k = \sqrt{\sum_{i=1}^N \{R\}_k^{(i)2}} \quad (9)$$

Выбирая, например, в качестве  $k$ -х компонентов модальных откликов только узловые прогибы КЭ-модели балки, получим  $\{R^Z\}$  как вектор распределения прогибов по конструкции в итоговом спектральном отклике. В итоге можем сравнить вид распределений и чувствительность  $\{R^Z\}$  и  $C_2(s)$  к изменениям размеров сечений КЭ.

**Выражения анализа чувствительности осредненных нестационарных и спектральных откликов.** Как показано в [2],[3], для нестационарного отклика невязкой колебательной  $n$ -степенной системы полная производная нестационарного вектора обобщенных перемещений по  $j$ -й переменной проектирования есть суперпозиция:

$$\frac{\partial \{Q(t)\}}{\partial x_j} = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{\partial \{f\}^{(i)}}{\partial x_j} q_i(t) + \{f\}^{(i)} \frac{\partial q_i(t)}{\partial x_j} \right], \quad (10)$$

где производные по переменным проектирования от форм  $\frac{\partial \{f\}^{(i)}}{\partial x_j}$  и от главных нестационарных координат  $\frac{\partial q_i(t)}{\partial x_j}$  на каждом шаге по времени вычисляются с использованием производных от матриц масс и жесткости системы по заранее полученным аналитическим выражениям, операций нормирования, выделения подматриц и Фурье-преобразований нестационарной нагрузки [2],[3]. Иной способ отыскания  $\frac{\partial \{Q(t)\}}{\partial x_j}$  – т.н. прямое формальное дифференцирование разностных схем [2],[3].

Чувствительность к проектным изменениям осредненных по балке, осредняемых по времени нестационарных прогибов будет иметь вид:

$$\frac{\partial C_2(s)}{\partial x_j} = \sqrt{\frac{1}{T}} \cdot \frac{\partial \sqrt{\int_0^T w(s,t,\{x\})^2 ds}}{\partial x_j} = \frac{\int_0^T |w(s,t,\{x\})| ds}{\sqrt{T} \cdot C_2(s)}. \quad (11)$$

где  $\frac{\partial w(s,t,\{x\})}{\partial x_j}$  выделяются из вектора  $\frac{\partial \{Q(t)\}}{\partial x_j}$  любым удобным способом.

Применим теперь процедуру формального дифференцирования к спектральным откликам (здесь роль координаты  $s$  контролируемого перемещения играет индекс  $k$ ). Ограничимся демонстрацией взятия производной спектрального отклика в направлении  $k$ -й степени свободы (9), и лишь для случая кинематического возмущения.

$$\frac{\partial \{R^Z\}_k}{\partial x_j} = \frac{\partial \sqrt{\sum_{i=1}^N \{R\}_k^{(i)2}}}{\partial x_j} = \frac{\sum_{i=1}^N \{R\}_k^{(i)}}{\{R^Z\}_k} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{\partial \{R\}_k^{(i)}}{\partial x_j} = \frac{\sum_{i=1}^N \{R\}_k^{(i)}}{\{R^Z\}_k} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{\partial \{S u_i \cdot \{f\}^{(i)T} \cdot [M] \cdot \{D\} \cdot \{f\}^{(i)}\}_k}{\partial x_j} = \frac{\sum_{i=1}^N \{R\}_k^{(i)}}{\{R^Z\}_k} \cdot \sum_{i=1}^N \left\{ S u_i \cdot \right.$$

$$\left. \left( \frac{\partial \{f\}^{(i)T}}{\partial x_j} \cdot [M] \cdot \{D\} \cdot \{f\}^{(i)} + \{f\}^{(i)T} \cdot \frac{\partial [M]}{\partial x_j} \cdot \{D\} \cdot \{f\}^{(i)} + \{f\}^{(i)T} \cdot [M] \cdot \{D\} \cdot \frac{\partial \{f\}^{(i)}}{\partial x_j} \right) \right\}. \quad (12)$$

Как видно из (12), понадобятся лишь производные  $\frac{\partial \{f\}^{(i)}}{\partial x_j}$ , включающие в себя, согласно [3], заранее полученные аналитические выражения  $\frac{\partial [K(x)]}{\partial x_j}$  и  $\frac{\partial [M(x)]}{\partial x_j}$ , а также вычисленные для актуальной конфигурации проекта собственные формы и частоты.

**Нестационарная и спектральная нагрузка.**

Для корректного сравнения результатов вычисления и анализа чувствительности нестационарного и спектрального откликов следует использовать в качестве нестационарной нагрузки «восстановленную» из заданного спектра.

Смоделируем для расчетного примера «искусственный» тестовый спектр на низших резонансных частотах следующим образом. Пусть максимальное силовое возмущение в центре –  $S_p^{max}=1000$  Н, а сам спектр имеет линейчатый характер вида:

$$S(\omega) = \begin{cases} S^{max}, & \omega = \lambda_i, i = 1, \dots, 5. \\ 0, & \omega \neq \lambda_i \end{cases} \quad (13)$$

Общее количество дискретных значений частоты  $\omega$  примем равным  $N\omega=513=1+2^{m-1}$ , где  $m=10$ . Тогда реализованное во многих системах компьютерной математики дискретное обратное преобразование Фурье (ДПОФ) [6] позволит перейти от такого спектра к нестационарному возмущению («сигналу») с  $Nt=2^m=1024$ -мя значениями по времени, достаточно подробному для снижения ошибок при численном интегрировании уравнений динамики. Дискретное представление спектра (13) показано на рис. 2 для случая силового воздействия.

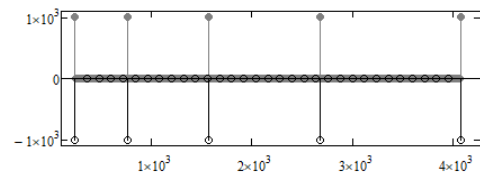


Рис. 2. – Тестовый спектр силового воздействия на центр балки ( $\geq 0$  – заданный,  $\leq 0$  – вычисленный прямым дискретным преобразованием Фурье (ДПФ) из «восстановленного» нестационарного сигнала)

Нестационарное возмущение при таком спектре имеет вид, показанный на рис. 3:

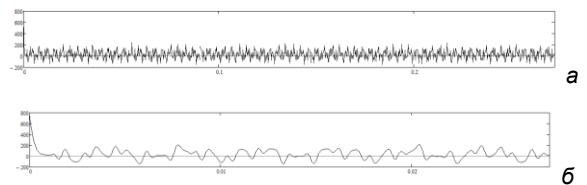


Рис. 3. – Нестационарный дискретизованный по времени «сигнал» силового воздействия, полученный из линейчатого спектра, а – на всём времени наблюдения, б – фрагмент на 1/10 этого времени

Отметим, что в нестационарном воздействии сила не превышает по модулю 200 Н. Прямое ДПФ [4],[6] такого сигнала практически без погрешностей восстанавливает исходный спектр.

**Сравнение осредненных нестационарных откликов со спектральными откликами.** Тестовые вычисления производятся в системе компьютерной алгебры [6] для приведенной на рис.1 модели балки. Исходный призматический проект балки с числом элементов (и ПП)  $n=100$  имеет длину 1 м, выполнен из стали, размер квадратного сечения всех элементов - 1 см.

Матрицы жесткости и масс 4-степенного изгибного балочного КЭ на основе Эрмитовых кубических форм заданы в виде явных функций от параметров проектирования, в явном же виде введены и матрицы производных от них. Ансамблирование глобальных матриц модели и производных от них по ПП выполнено по автоматически генерируемой матрице индексов и также представлено в виде функций. Отыскание собственных частот, обращение матриц, программирование процедур интегрирования уравнений динамики и итерационных алгоритмов выполнено с помощью стандартных вычислительных процедур. Длительность наблюдения за колебаниями бралась равной 10 периодам низшей частоты, использовалась безусловно устойчивая схема Ньюмарка [2], [3]. Для возможности изменять шаг интегрирования и исключения сверхвысоких частот «сигнал» возмущения по времени аппроксимировался кубическим сплайном.

Отклик в прогибах при силовом нестационарном возмущении представлен на рисунке 3.

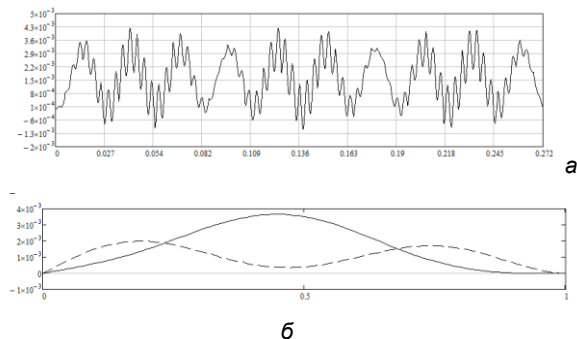


Рис. 4 - Нестационарный отклик балки: а - прогибы в центре, б – распределение прогибов на 50-м и 100-м шаге интегрирования

Спектральные отклики по первым 5 формам собственных колебаний балки имеют модальные коэффициенты  $C_{pi}$ , показанные на рис. 5.

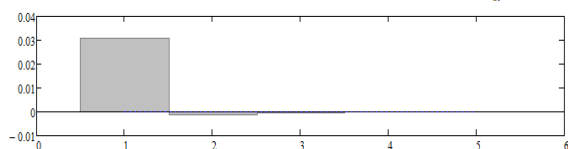


Рис. 5 - Размерные модальные коэффициенты спектрального отклика на воздействие силы по формам

Осредненный нестационарный отклик в прогибах (2) и спектральный отклик (9) для сравнения

нормируем по максимальным значениям получаемых распределений (рис. 6).

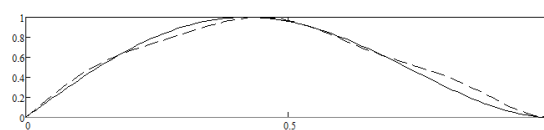


Рис. 6. – Сравнение характера спектрального отклика (сплошная линия) и осредненного нестационарного отклика (пунктир) при действии центральной внешней силы

Видно, что в спектральном отклике при заданном характере воздействия существенно превалирует 1-я форма колебаний. Распределение осредненного нестационарного отклика по балке отличается, в спектре нестационарного отклика (рис.7) видна активность 2-й формы, а также формы для частоты около 300 Гц (не входит в спектр собственных частот модели), отличия, как видно, зависят не только от характера воздействия, но и от параметров процедуры динамического интегрирования.

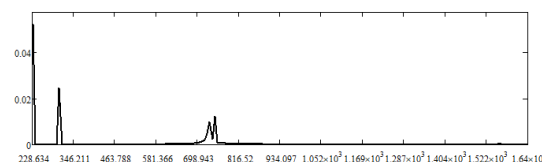


Рис. 7. – Спектр Фурье нестационарного отклика по прогибам центра балки при нагружении силой (ДПФ). Активны 1-я (230 Гц) и 2-я (748,5 Гц), а также нефизичная форма (306 Гц).

Если теперь изменить при том же спектре вид внешнего воздействия с силы на момент в центральном сечении, то отличия нестационарного и спектрального отклика становятся более выраженными (рис.8).

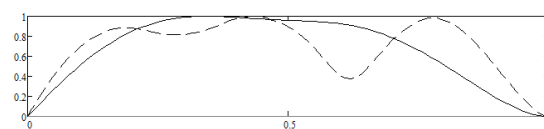


Рис. 8. – Сравнение характера спектрального отклика (сплошная линия) и осредненного нестационарного отклика (пунктир) при действии центрального внешнего момента

Активных форм в спектральном отклике также меньше (рис.9) – 1-я и 2-я, тогда как в нестационарном существенно проявляются и высшие (рис. 10), среди которых – несколько не соответствующих найденным собственным частотам.

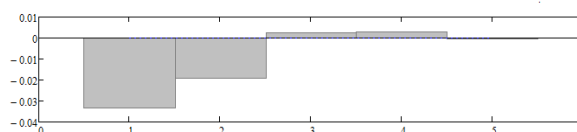


Рис. 9 - Размерные модальные коэффициенты спектрального отклика на воздействие момента по формам

### Заключение

Как показано в работе [1], число активных форм в отклике существенно влияет на чувствительность конструкций к проектным изменениям и, в итоге, на оптимальное распределение массы и жесткости.

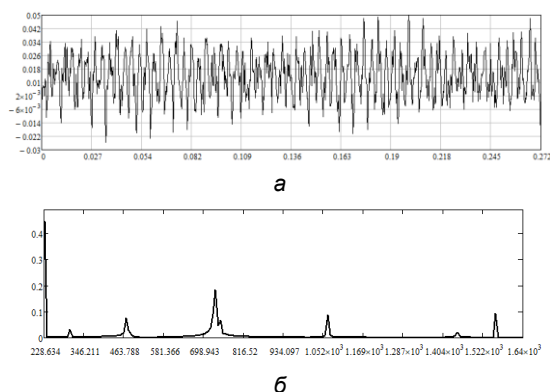


Рис. 10 – Нестационарный отклик (а) и спектр Фурье (б) нестационарного отклика по прогибам центра балки при нагружении моментом

Очевидно, что предлагаемая замена интегральных нестационарных откликов на спектральные требует дополнительных исследований, в частности, влияния на отклики и их чувствительность:

- способов представления единичного спектрального воздействия,
  - способов формирования полного (суммарного) спектрального отклика,
  - способов получения нестационарного отклика и их параметров,
  - совокупности нескольких спектральных воздействий,
- а также установления связей спектров воздействия и отклика, роли особенностей конечно-элементного моделирования в формировании передаточных функций.

### Литература

1. Миронов М.Ю., Бренс П.А., Родионов А.А. Управление динамическими параметрами моделей перекрытий с учетом деформаций поперечного сдвига, Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского. Тезисы докладов, ФГУП ГНЦ ЦНИИ им. А.Н. Крылова, СПб, 2008 г., с.69-70.
2. Миронов М.Ю. К анализу чувствительности нестационарных откликов конечно-элементных моделей балочных конструкций, Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2, СПб., 2020 г., с. 103-109.
3. Миронов М.Ю. Оптимизация многоэлементных моделей конструкций с интегральными ограничениями нестационарных откликов, Труды Крыловского государственного научного центра. № 400, СПб., 2022 г., с. 79-88.
4. Бирбраер А.Н. Расчет конструкций на сейсмостойкость, СПб, Наука, 1998 г.
5. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
6. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в MathCAD 15: Учебный курс – СПб.: Питер, 2011 – 400 с.
7. *Руководство по регулированию 1.92, Комиссия по ядерному регулированию США, редакция 1 (февраль 1976).*

### References

1. Mironov M.Yu., Brens P.A., Rodionov A.A. Control of dynamic parameters of overlap models taking into account transverse shear deformations, Conference on structural mechanics of a ship in memory of Academician Yu.A. Shimansky. Abstracts of reports, FSUE SSC Central Research Institute named after A.N. Krylov, St. Petersburg, 2008, pp.69-70.
2. Mironov M.Yu. To the sensitivity analysis of nonstationary responses of finite element models of beam structures, Proceedings of the Krylov State Scientific Center. Special Issue 2, St. Petersburg, 2020, pp. 103-109.
3. Mironov M.Yu. Optimization of multi-element models of structures with integral constraints of non-stationary responses, Proceedings of the Krylov State Scientific Center. No. 400, St. Petersburg, 2022, pp. 79-88.
4. Birbraer A.N. Calculation of structures for seismic resistance, St. Petersburg, Nauka, 1998.
5. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
6. Makarov E.G. Engineering calculations in MathCAD 15: Training course – St. Petersburg: St. Petersburg, 2011 – 400 p.
7. *"Regulatory Guide", Published by the U. S. Nuclear Regulatory Commission, Regulatory Guide 1.92, Revision 1 (February 1976).*

### Конфликт интересов

Не указан.

### Conflict of Interest

None declared.

### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Миронов Михаил Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

**Mikhail Yu. Mironov**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Structural Mechanics of the Ship, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 07.09.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 04.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023.

Научная статья  
УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.042>

## Учет многоопорности и разнонаправленного вращения элементов валопровода в расчете стационарной вибрации

Гежа Д.В.<sup>1</sup> [dasha.gezha@yandex.ru](mailto:dasha.gezha@yandex.ru), Мелконян А.Л.<sup>1</sup> [mel1950@mail.ru](mailto:mel1950@mail.ru), Николаев Д.А.<sup>1</sup> [d.nikolaev@d-nik.de](mailto:d.nikolaev@d-nik.de)  
<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,

**Аннотация.** Разработан алгоритм расчета параметров вибрации на базе ранее созданной математической модели поставленной задачи в которой производился учет влияния дополнительных факторов, осуществляющийся при расчете параметров вибрации квазиодномерной модели. На основе дискретного варианта метода парциальных откликов разработан алгоритм расчета параметров вибрации при учете вращения любого элемента вала в любом направлении и с любой угловой скоростью. Разработана соответствующая программа расчета параметров вибрации (амплитудные значения смещений, внутренних усилий и опорных реакций). Выполнена серия расчетов, позволивших провести анализ влияния вращения элементов валопровода (учет различных угловых скоростей) на собственные частоты, а также на амплитуду поперечного смещения, в характерной точке. Выполнена серия расчетов, позволивших оценить влияние направления вращения на параметры вибрации валопровода.

**Ключевые слова:** вибрация, валопровод, квазиодномерная модель, инерционно-жесткостные характеристики, парциальные отклики, параметры вибрации, вращение винта.

**Благодарности:** авторы статьи выражают благодарность организаторам Всероссийской научно-научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет параметров вибрации многоопорного валопровода с учетом его вращения, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 37—42. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.042

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.042>

## Taking into account the multidimensionality and multidirectional rotation of the shaft elements in the calculation of stationary vibration

Daria V. Gezha<sup>1</sup> [dasha.gezha@yandex.ru](mailto:dasha.gezha@yandex.ru), Armen L. Melkonian<sup>1</sup> [mel1950@mail.ru](mailto:mel1950@mail.ru),  
Dmitri A. Nikolaev<sup>1</sup> [d.nikolaev@d-nik.de](mailto:d.nikolaev@d-nik.de)  
<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University

**Abstract.** An algorithm for calculating vibration parameters has been developed on the basis of a previously created mathematical model of the task in which the influence of additional factors was taken into account, which is carried out when calculating the vibration parameters of a quasi-one-dimensional model. On the basis of a discrete version of the method of partial responses, an algorithm for calculating vibration parameters was developed taking into account the rotation of any element of the shaft in any direction and at any angular velocity. A corresponding program for calculating vibration parameters (amplitude values of displacements, internal forces and support reactions) has been developed. A series of calculations were performed that allowed analyzing the effect of rotation of the shaft elements (taking into account different angular velocities) on natural frequencies, as well as on the amplitude of the transverse displacement, at a characteristic point. A series of calculations were performed that allowed us to estimate the influence of the direction of rotation on the vibration parameters of the shaft line.

**Key words:** vibration, shaft line, quasi-one-dimensional model, inertia-stiffness characteristics, partial responses, vibration parameters, propeller rotation.

**For citation:** Daria V. Gezha, Armen L. Melkonian, Dmitri A. Nikolaev, Calculation of vibration parameters of a multi-support shafting, taking into account its rotation. 2023. № 4 part 2, P. 37—42. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.042

### Введение

Основным источником вибрации корпуса судна в целом а также в его отдельных конструкциях в первую очередь является гребной винт при вращении которого возникает периодически изменяющееся поле давлений. Это поле давлений непосредственно вызывает вибрацию обшивки и набора в районе расположения гребных винтов, общую вибрацию корабля, а также вибрацию отдельных конструкций корпуса, вызываемую

периодическими перемещениями их опор при общей вибрации. Периодические нагрузки на корпус могут появиться и вследствие наличия неуравновешенных сил инерции работающих механизмов, неточностей при сборке валопроводов.

Во избежание усталостных повреждений корпусных конструкций, а также для обеспечения прочности судового корпуса и его отдельных элементов, нормального условия работы судовой аппаратуры и различных измерительных приборов, условия обитаемости членов экипажа и пассажиров

судна (в соответствии с санитарными нормами) возникает необходимость в решении задачи о нахождении параметров вибрации судового валопровода с учетом вращения винта.

Сложность и громоздкость полного расчета вибрации при учете вращения гребного винта, а также недостаточная еще изученность ряда аспектов приводит к тому, что в рамках изучения вопроса вибрации в большинстве задач проводится оценка вибрации исходя из простых частных случаев и приближенных зависимостей. Проведя обзор существующей литературы по данной теме, [1,3,4,5,6], можно сказать что все работы направлены на поиск собственных частот колебаний. На данный момент основным подходом решения проблемы возникновения вибрации является исключение совпадения частоты собственных колебаний с частотой вынуждающей силы, однако вынуждающего воздействия с частотой собственных колебаний конструкции, однако уже долгие годы санитарные нормы вибрации предъявляют требования к амплитудам смещений и ускорений, а для анализа прочностных характеристик необходимо знание внутренних усилий и опорных реакций.

Настоящая статья отражает продолжение работы авторов в направлении разработки математической модели, алгоритма и программы расчета параметров вибрации судовых конструкций, в частности валопровода, оснащенного вращающимся гребным винтом, результаты которой были опубликованы в [7]. Новый вариант модели позволяет дополнительно учитывать вращение в любую сторону каждого из элементов модели валопровода со своей угловой скоростью. Такая модель может быть применена не только для расчета параметров вибрации судового валопровода, обусловленной его вращением и вращением гребного винта, но и для расчета параметров вибрации роторов турбин с несколькими дисками, что делает предложенный вариант модели существенно более универсальным.

### 1. Постановка задачи, разработка математической модели и алгоритма расчета

Рассматривается следующая постановка задачи: получение параметров вибрации (распределение вдоль оси валопровода амплитуд линейных и угловых смещений, внутренних усилий и опорных реакций) при решении задачи об установившихся вынужденных колебаниях судового валопровода, оснащенного гребным винтом (одним или более), вращающимся с постоянной угловой скоростью  $\Omega$ .

Для конструкций, обладающих существенно большей протяженностью вдоль некоторой оси, при расчете параметров вибрации удобно воспользоваться квазиодномерной моделью в виде последовательно соединенных однотипных конечных элементов. Такое представление гораздо удобнее при анализе установившихся колебаний, так как оно позволяет перейти к квазистатическому варианту модели [1,6,7,8,10]. В таком случае наша модель представляет собой совокупность абсолютно твердых и безынерционных элементов, соединенных между собой и неподвижным основанием упругими связями, каждая из которых порождает усилия определенной структуры (пропорциональные смещению, скорости, ускорению). При условии зависимости усилия от скорости характеристики

жёсткости будут являться комплексными числами [1,6,7,8,10]. В частном случае, когда частота колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазиодномерной модели.

Для учета дополнительных факторов, усложняющих картину установившихся колебаний квазиодномерной модели, можно применить следующий подход из [8]: проанализировать влияние данного фактора на модель (т.е. понять структуру дополнительных усилий); при этом дополнительные усилия условно разделить на 3 группы (Таблица 1):

Таблица 1

#### Характеристики групп

Группа-1	Группа-2	Группа-3
коррекция внешней нагрузки, прикладываемой к квазистатической модели	[прямо пропорциональные абсолютным и (или) относительным смещениям, скоростям и ускорениям.] -коррекция инерционно-жесткостных характеристик модели (либо ее модификацией, введя в нее дополнительные упругие связи)	не может быть учтено модификацией квазиодномерной модели.

Учет слагаемых усилий из 1-ой и 2-ой групп, (а именно усилия от статической и моментной неуравновешенности винта, силы инерции переносного движения и гироскопические моменты) был произведен в рамках рассмотренной модели и программы из [7,10].

Для полной оценки не хватает слагаемых 3-ей группы. Их учет потребует использования метода последовательных приближений; при этом алгоритм вычисления этих слагаемых должен быть сформирован предварительно.

В ходе разработки алгоритма решения задачи в [6] был использован дискретный вариант метода парциальных откликов (МПО), разработанный В.С.Чувиковским. Основной принцип МПО – проводится прямая замена реальной конструкции конечным числом элементов с известными свойствами, при этом рассматриваемая модель разделяется сечением на две парциальные системы. Далее расчет строится на выполнении условий неразрывности деформаций при соединении отдельно (парциально) рассчитанных частей общей конструкции справа и слева от рассматриваемого сечения (откликов). Решение системы уравнений позволяет сначала найти внутренние усилия в сечении, а потом – смещения любой парциальные системы. Такой прием позволяет вместо решения краевой задачи для общей модели искать общее решение двух задач с начальными условиями. В этом состоит отличие МПО от традиционного Метода Конечных Элементов.

Принятый подход позволяет включать в конструкцию элементы разной природы (с экспериментально определёнными

характеристиками, с присоединенными конструкциями и т.д.), а также учитывать линейное демпфирование. При этом нет необходимости решать системы алгебраических уравнений высокого порядка (максимальный порядок – 6) и нет опасности потерять соответствие между устойчивостью расчетного алгоритма и рассчитываемой конструкции [6].

МПО особенно эффективен при анализе статических деформаций, устойчивости и вынужденных колебаний пространственно-криволинейных квазиодномерных упругих конструкций и их систем. Учитывая важность определения статических и вибрационных параметров таких конструкций еще на стадии проектирования и относительную несложность подготовки исходных данных для стандартизированных конструкций и процедур, метод может использоваться как встроенное средство рабочего места конструктора.

## 2. Программа и результаты расчета

Для выполнения поставленной задачи и реализации рассматриваемого подхода была создана обновленная программа расчёта задачи об установившихся вынужденных колебаниях судового валопровода, оснащенного одним и более винтом. «Винт\_New» - это программа, основанная на ранее созданной к.т.н. Николаевым Дмитрием Александровичем программы «Рамы» [10]. Новая программа позволяет быстро и наглядно (используются привычные при расчёте балок графические представления) подготовить и провести расчёт параметров вибрации непрямоугольной балки с учетом вращения любых элементов вала, а также гребного винта (или винтов), при этом учесть действие дополнительных внешних факторов.

Визуальная составляющая программы складывается из трёх окон: 1-ое: главное окно; 2-ое: панель управления (окно изменения параметров и ввода новых значений); 3-е: графическое представление решения и численный вывод результатов.

Главное окно программы «Винт\_New» (рис. 1) содержит изображение расчётной схемы, строку редактирования (ввода) частоты вынуждающего воздействия, а также отдельно выделенные численные значения всех варьируемых параметров валопровода.

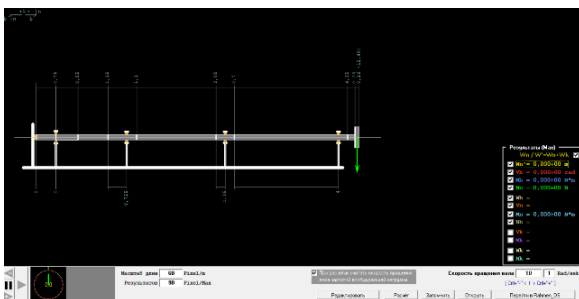


Рис.1 Главное окно программы «Винт\_New».

При нажатии во втором окне, клавиши «Рассчитать» производится расчёт с заданными параметрами (рис. 2), а также выводится эпюра

каждой исследуемой величины (усилие, перемещение, угол поворота и момент).

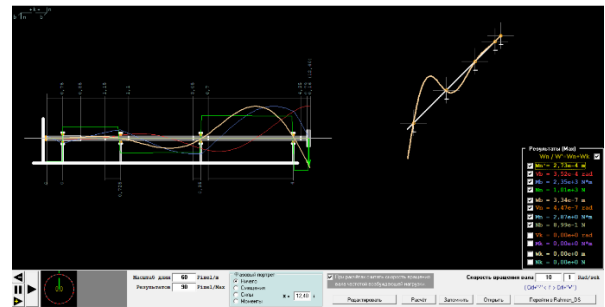


Рис.2 Главное окно программы «Винт\_New» с выведенными параметрами.

При нажатии кнопки, «Редактировать», вызывается окно редактирования основных величин исследуемой конструкции (рис. 3), в которое входят: длины, количество конечных элементов, характеристики материала, параметры сечения, координаты точек приложения нагрузки, расположения и жесткости упругих опор, параметры сосредоточенных масс для каждого участка разбиения, частоты вращения каждого элемента.

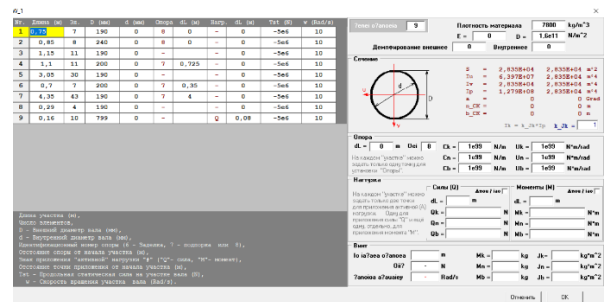


Рис.3 Окно редактирования основных величин.

Ознакомление с кодом базовой программы «Rahmen» можно произвести, изучив материалы из [10].

## 3. Исследование влияния вращения отдельных элементов валопровода на параметры вибрации

Для полноценного рассмотрения данной задачи, было выделено 3 подзадачи: рассмотрение низкооборотного валопровода с массивным винтом на конце; рассмотрение высокооборотного вала с винтом небольшой массы на конце; сравнение результатов расчета вращения вала с 2-мя дисками с учетом вращения дисков в одну сторону и в противоположные.

Для первой подзадачи в качестве исследуемой модели был выбран один из 2-х валопроводов подводной лодки проекта 633, показанного на рисунке 4, со следующими характеристиками:  $V_{\max\text{подвод}}=21$  узел,  $V_{\max\text{надвод}}=10$  узлов; 2 электродвигателя мощностью по 4000 л.с. 1350 л.с.  $\Rightarrow 420$  об/мин = 44 рад/сек, 4000 л.с.  $\Rightarrow 600$  об/мин = 63 рад/сек; 2 электродвигателя экономичного хода мощностью по 50 л.с. винт- бронза 4-х лопастные, диаметром  $D=1600$  мм.

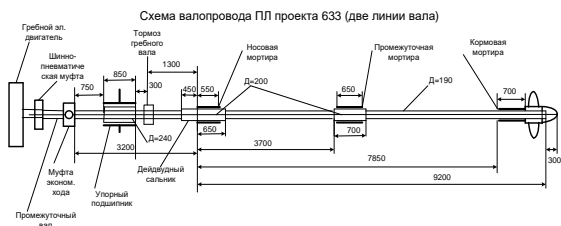


Рис.4 Схематичное изображение модели валопровода для 1-ой подзадачи.

По результатам предварительных расчетов было получено: осевой момент инерции винта,  $I=50 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ; масса винта,  $m = 591 \text{ кг}$ .

Принятые ограничения: диапазон частот вынуждающего воздействия  $\omega$  (0 – 255 рад/сек) ограничивается максимальным значением лопастной частоты (у винта 4 лопасти); диапазон частот вращения винта  $\Omega$  (0 – 63 рад/сек) ограничивается максимальным числом оборотов гребного вала в минуту); сила инерции от статической неуровненности равна 0.01 веса винта.

В рамках второй подзадачи был выбран один (внутренний) из соосных валопроводов (рис. 5) рассмотренных в статье [2], со следующими характеристиками: материал – сталь 40, внутренний диаметр 60 мм, толщина 4 мм, длина 1,9 м; отстояние упорного подшипника от начала отсчета 0м; первой промежуточной опоры 0,12 м; второй промежуточной опоры 1,470 м; масса винта 1,7 кг, осевой момент инерции  $0,033 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ; расположен на 0,02 м от конца вала; рабочая угловая скорость вращения вала  $\omega=-125,66 \text{ рад/сек}$ .

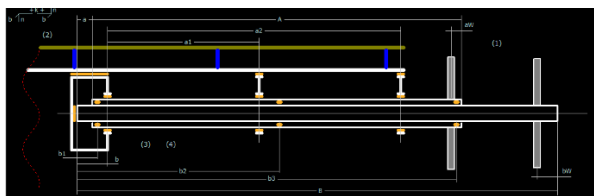


Рис.5 Схематичное изображение модели валопровода для 2-ой подзадачи.

В рамках третьей подзадачи был выбран вал с 2 дисками (рис. 6), со следующими характеристиками: вал: материал – сталь 40, диаметр 200 мм, длина 2,2

м; отстояние упорного подшипника от начала отсчета 0 м; второй опоры 2 м; 2 диска с характеристиками: диаметр 600 мм, ширина 200 мм, расположение дисков 0,5 м и 1,5 м от начала вала соответственно.

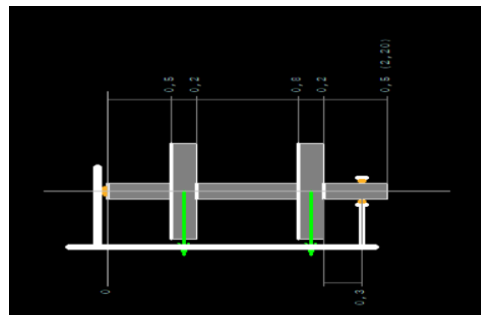


Рис.6 Схематичное изображение модели вала с дисками для 3-ей подзадачи.

#### 4. Результаты расчета

##### 4.1 Решение первой подзадачи

При решении данной подзадачи было получено, что влиянием вращения элементов вала по сравнению с влиянием вращения винта на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь (результаты полученные с учетом вращения элементов вала аналогичны тем, что были получены при учете вращения только винта). Данные полученные в результате решения первой подзадачи без учета вращения элементов вала приведены в [7].

##### 4.2 Решение второй подзадачи

При решении второй подзадачи также было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь, хотя первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила  $\lambda_1=441,1 \text{ рад/сек}$ . Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

Таблица 2

Результаты расчета второй подзадачи

Скорость вращения винта $\omega_1$ , рад/сек	Скорость вращения элементов вала $\omega_2$ , рад/сек	Собственная частота, $\lambda$ , рад/сек	Параметры вибрации	
			Прогиб (при $x=1,9 \text{ м}$ , крайняя правая точка), м	Реакция (при $x=1,9 \text{ м}$ , крайняя правая точка), Н
0	0	441,1	$2,22 \cdot 10^{-3}$	$-6,65 \cdot 10^{-6}$
125,66	0	441,0	$2,41 \cdot 10^{-3}$	$5,78 \cdot 10^{-1}$
125,66	125,66	441,0	$2,41 \cdot 10^{-3}$	$5,78 \cdot 10^{-1}$
440	0	441,1	-3,09	$-9,08 \cdot 10^3$
440	440	439,8	-3,09	$-9,08 \cdot 10^3$

### 4.3 Решение третьей подзадачи

Результаты решения третьей подзадачи отражают влияние направления вращения элементов вала. В данном случае было получено, что учет вращения дисков в разных направлениях не

повлиял на собственные частоты, при этом существенное влияние оказал на параметры вибрации (Таблица 3). При этом первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила  $\lambda_1=219,5$  рад/сек.

Таблица 3

Результаты расчета третьей подзадачи

№	Скорость вращения диска №1 $\omega_1$ , рад/сек	Скорость вращения диска №2 $\omega_2$ , рад/сек	Скорость вращения элементов вала $\omega_3$ , рад/сек	Собственная частота, $\lambda$ , рад/сек	Параметры вибрации	
					Прогиб (при $x=1,9$ м, крайняя правая точка), м	Реакция (при $x=1,9$ м, крайняя правая точка), Н
0	0	0	0	219,5	$1,66 \cdot 10^{-5}$	$-1,96 \cdot 10^{-10}$
1	100	100	100	219,5	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$-4,65 \cdot 10^{-1}$
2	100	-100	100	219,5	$2,05 \cdot 10^{-7}$	$-5,56 \cdot 10^2$

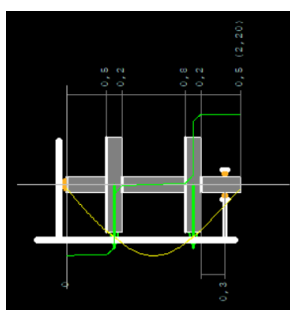


Рис.7 Эпюры для 1-го случая.

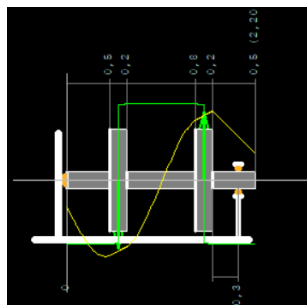


Рис.8 Эпюры для 2-го случая.

### Заключение

В результате выполнения работы были созданы модель, алгоритм и программа расчета, позволяющие вычислять параметры вибрации валопровода при учете вращения любого элемента вала в любом направлении и с любой угловой скоростью. Такая модель может быть применена не только для расчета параметров вибрации судового валопровода, обусловленного его вращением и вращением гребного винта, но и для расчета параметров вибрации роторов турбин с несколькими дисками, что делает предложенный вариант модели существенно более универсальным.

В результате выполнения работы были созданы модель, алгоритм и программа расчета, позволяющие вычислять параметры вибрации валопровода при учете вращения любого элемента вала в любом направлении и с любой угловой скоростью. Такая модель может быть применена не только для расчета параметров вибрации судового валопровода, обусловленного его вращением и вращением гребного винта, но и для расчета параметров вибрации роторов турбин с несколькими дисками, что делает предложенный вариант модели существенно более универсальным.

### Литература

1. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб.: Мор Вест, 2005, 421 с.
2. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. СПб, Труды Крыловского государственного научного центра, №S1, С. 72-79, 2022
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
4. Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с.
5. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во Академии Наук СССР, 1959, 248 с.
6. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля. Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
7. Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Оценка влияния на параметры вибрации валопровода силы упора вращающегося гребного винта. СПб, Моринтех, №2(56), Т.2, С. 53-58
8. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях. СПб, Моринтех, №1(47) Т.3, С.12-19, 2020
9. Мартыанов В. В. Расчет крутильных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Эридан» ПР. Р19-1, СПб, Вестник «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова», №4(32), стр. 146-153, 2015

10. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.11.2022

#### References

1. Alexandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Borba s vibratsiyey na sudah [Vibration control on ships], SPb, MorVest, 2005, s.421
2. Babanin N.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Raschet vibratsii soosnogo valoprovoda s uchetom vrascheniya grebnih vintov [Calculation of the vibration of the coaxial shaft line taking into account the rotation of the propellers], SPb, Proceedings of the Krylov State Scientific Center, № S1, pp. 72-79, 2022
3. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, 415 s.
4. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.
5. Dimentberg F.M. Izgibnie kolebaniya vraschayuschixsya valov [Bending vibrations of rotating shafts], M.: AN SSSR, 1959, 248 s.
6. Chuvikovskiy V.S. Chislennye metody raschetov v stroitelnoy mehanike korabliia [Numerical methods in the structural mechanics of a ship]. L, Sudostroenie, 1976, 374 s;
7. Gezha D.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Otsenka vliyaniya na parametricheskuyu vibratsiyu valoprovoda sily upora vraschayuschego grebnogo vinta [Evaluation of the impact on the vibration parameters of the shafting of the stop force of the rotating propeller], SPb, Morintech, №.2(56), vol.2, pp. 53-58
8. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Modifikatsiya inertsionno-gestkostnykh harakteristik modeli kak put resheniya zadach o ee ustanovivshisya kolebaniyakh [Modification of the inertial-stiffness characteristics of the model as a way to solve problem of its steady-state oscillation]. SPb, Morintex, №1(47) T.3, s. 12-20, 2020
9. Mart'yanov V.V. Calculation of torsional vibrations of the ship's shafting of the pleasure passenger motor ship "Eridan" [Mart'yanov V. V. Calculation of torsional vibrations of the ship's shaft line of the pleasure passenger ship "Eridan"], St. Petersburg, Vestnik "GUMRF named after Admiral S. O. Makarov", No. 4 (32), pp. 146-153, 2015
10. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effective solution for curved beams and frames). 30.11.2022.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Гежа Дарья Викторовна**, магистр, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (904) 515-92-87, e-mail: [dasha.gezha@eandex.ru](mailto:dasha.gezha@eandex.ru)

**Dariya V. Gezha**, master, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190008 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (904) 515-92-87, e-mail: [dasha.gezha@eandex.ru](mailto:dasha.gezha@eandex.ru)

**Мелконян Армен Левонович**, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail: [mel1950@mail.ru](mailto:mel1950@mail.ru)

**Armen L. Melkonian**, Ph.D. (Eng), professor, professor of theoretical mechanics and material strength department, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (911) 911-64-25, e-mail: [mel1950@mail.ru](mailto:mel1950@mail.ru)

**Николаев Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, пенсионер, e-mail: [D.Nikolaev@d-nik.de](mailto:D.Nikolaev@d-nik.de)

**Dmitry A. Nikolaev**, Ph.D. (Eng), a pensioner e-mail: [D.Nikolaev@d-nik.de](mailto:D.Nikolaev@d-nik.de)

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.07.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.09.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023.

Научная статья

УДК 629.5.023:620.178

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.043>

## Метод оценки усталостной долговечности судовых конструкций из полимерных композиционных материалов

Крыжевич Г.Б.<sup>1,2</sup> [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, <sup>2</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

**Аннотация.** Целью настоящей статьи является формулировка основных положений метода расчета на усталость судовых конструкций из ПКМ с учетом закономерностей усталостного разрушения элементов композитных конструкций водоизмещающего судна и их нагружения в условиях морского волнения. Для достижения цели проведен обзор и анализ существующих математических моделей, описывающих усталостное разрушение элементов из слоистых полимерных композиционных материалов, работающих в условиях одноосного растяжения-сжатия. Результаты анализа использованы для разработки рекомендаций по аппроксимации кривой усталости, диаграммы предельных амплитуд цикла и выбору гипотезы нелинейного суммирования усталостных повреждений. Предложены расчетные приемы приближенной оценки параметров долговременного распределения амплитуд напряжений в связях корпуса, вызванный общим изгибом судна на нерегулярном морском волнении. Разработан метод расчетно-экспериментального определения усталостной долговечности элементов и узлов корпуса водоизмещающего судна.

**Ключевые слова:** ресурс конструкций, усталостные испытания образцов, слоистые полимерные композиционные материалы, конструкции из полимерных композиционных материалов, усталостная прочность полимерных композиционных материалов, кривая усталости, диаграмма предельных амплитуд цикла, гипотеза суммирования усталостных повреждений.

**Благодарности:** автор статьи выражает благодарность организаторам Всероссийской научно-научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Крыжевич Г.Б. Метод оценки усталостной долговечности судовых конструкций из полимерных композиционных материалов. 2023. № 4 часть 2, С. 43—49. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.043

**Original article**

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.043>

## Method for assessing the fatigue life of ship structures made of polymer composite materials

Gennady B. Kryzhevich<sup>1,2</sup> [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru),

<sup>1</sup> State marine technical university of Saint-Petersburg, <sup>2</sup>Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

**Abstract.** The purpose of this article is to formulate the main provisions of the method for calculating the fatigue of ship structures made of PCM, taking into account the laws of fatigue failure of composite structure elements and their loading in sea waves. To achieve the goal, a review and analysis of existing mathematical models describing the fatigue failure of elements made of layered polymer composite materials operating under conditions of uniaxial tension-compression was carried out. The results of the analysis were used to develop recommendations for approximating the fatigue curve, the diagram of the limiting amplitudes of the cycle, and choosing the hypothesis of nonlinear summation of fatigue damage. Calculation methods for an approximate estimation of the parameters of the long-term distribution of stress amplitudes in the hull bonds, caused by the general bending of the ship in irregular sea waves, are proposed. A method has been developed for the calculation and experimental determination of the fatigue life of elements and assemblies of the hull of a displacement vessel.

**Key words:** service life of structures, fatigue testing of specimens, layered polymer composite materials, structures made of polymer composite materials, fatigue strength of polymer composite materials, S-N fatigue curve, constant life diagram, fatigue damage summation rule

**For citation:** Gennady B. Kryzhevich. Method for assessing the fatigue life of ship structures made of polymer composite materials, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 43—49. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.043

### Введение

Полимерные композиционные материалы (ПКМ) находят широкое применение в основных силовых элементах судовых конструкций [1-5]. Исследования

механических свойств ПКМ показывают, что по сравнению с традиционными конструкционными металлами и сплавами композиты имеют серьезные преимущества, связанные в основном с высокими удельными характеристиками статической и

усталостной прочности. Однако закономерности механики усталостного повреждения элементов композитных конструкций находятся до сих пор в начальной стадии изучения. Имеющиеся исследования не дают возможности говорить ни о создании практических методов расчета характеристик усталостной прочности конструктивных элементов из слоистых ПКМ, ни об эффективном управлении важнейшими физико-механическими характеристиками ПКМ, характеризующими сопротивление усталости, что является серьезным препятствием для внедрения ПКМ в производство судовых конструкций. Целью настоящей статьи является формирование основных положений метода расчета на усталость судовых конструкций из ПКМ с учетом закономерностей усталостного разрушения элементов композитных конструкций и их нагружения в условиях морского волнения.

### 1. Математические модели кривой усталости

В настоящее время при оценке усталостной прочности слоистых ПКМ нашли широкое применение 5 моделей усталостной кривой (SN-кривой). Одна из них является общей для металлических и полимерных судовых конструкций и обычно аппроксимирует на основе результатов испытаний образцов при отнулевом цикле нагружения участок кривой, расположенный в диапазоне чисел циклов нагружения от  $10^5$  до  $0,5 \cdot 10^7$  [6-7]. Именно этот диапазон оказывает решающее влияние на накопление усталостных повреждений узлов конструкций, характерных для судового корпуса. При такой аппроксимации обычно принимаются во внимание опытные данные, дающие надежную оценку усталости узла для двух характерных точек усталостной кривой, соответствующих числам циклов нагружения  $N_1$  и  $N_F$ . При этом  $N_1 \approx 10^5$ , а  $N_F \approx 2 \cdot 10^6$  [7]. Кривая усталости (зависимость между числом циклов нагружения  $N$  и соответствующим ему предельным значением напряжения растяжения-сжатия  $\sigma$  или, по-другому, пределом усталости) в диапазоне чисел циклов нагружения от  $10^5$  до  $0,5 \cdot 10^7$  выглядит так

$$(\sigma_F / \sigma)^m = N / N_F, \quad (1)$$

где  $\sigma_F$  – предел усталости, соответствующий значению  $N_F$ ,  $m$  – показатель степени, вычисляемый по формуле

$$m = \frac{\log(N_F / N_1)}{\log(\sigma_1 / \sigma_F)}.$$

Здесь  $\sigma_1$  – предел усталости, соответствующий значению  $N_1$ .

Формулу (1) можно рассматривать как линейную зависимость между логарифмами величин  $N$  и  $\sigma$ . Альтернативу выражению (2) представляет модель Менделла [8], устанавливающая линейную связь между пределом усталости  $\sigma$  и логарифмом числа

циклов нагружения при разрушении  $N$ :

$$\sigma = a + b \log N, \quad (2)$$

где  $a$  и  $b$  – параметры модели.

Очевидным и существенным недостатком зависимости (2) является наличие точки пересечения ею оси абсцисс, вблизи которой (и даже на значительном удалении от нее) модель дает ложные результаты.

Аппроксимация усталостной кривой, предложенная Сендецким [9-10], выглядит так

$$\sigma_a (1 - c + cN)^s = \sigma_{us}, \quad (3)$$

где  $\sigma_a$  – амплитуда циклического нагружения;  $\sigma_{us}$  – напряжение статического разрушения образца или узла конструкции из слоистого ПКМ (при растяжении  $\sigma_{us} = \sigma_{uts}$  и при сжатии  $\sigma_{us} = \sigma_{ucs}$ );  $N$  – число циклов нагружения при разрушении образца или элемента;  $s$  и  $c$  – параметры уравнения (3).

В расчетной практике используются также модель Ю.П. Трунина [11]

$$N = (|\sigma_{us} - \sigma_m| / \sigma_a)^M \quad (4)$$

и модель Кассапоглу [12]

$$\sigma_{rs} = \sigma_{us} (\sigma_o / \sigma_{us})^{n(N-1)}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{rs}$  – остаточная прочность образца или элемента;  $\sigma_m$  – средние напряжения циклического нагружения;  $\sigma_a$  – амплитуда циклического нагружения;  $\sigma_o$  – максимальное значение циклических напряжений отнулевого цикла;  $n$  – число циклов нагружения;  $M$  – параметр уравнения (4).

Поиск модели, удовлетворительно аппроксимирующей данные испытаний образцов со свободным отверстием из слоистых углепластиков на базе результатов работы [10], обсуждается в статье [13]. В ней отдается однозначное предпочтение модели Менделла и делается вывод о ее приемлемости для использования при расчетах усталостной долговечности самолетных конструкций из слоистых ПКМ, работающих в условиях регулярного одноосного циклического растяжения-сжатия. Для судовых конструкций характерно преимущественное накопление усталостных повреждений при амплитудах напряжений, соответствующих диапазону чисел циклов нагружения от  $10^5$  до  $0,5 \cdot 10^7$  [7]. Поэтому точность расчетов усталостной долговечности зависит прежде всего от правильности математического описания усталостной кривой в этом диапазоне. На рис. 1 приведены примеры подобной аппроксимации кривой усталости для образцов со свободным отверстием из углепластика AS4-PW с параметрами укладки  $[45 / 90 / \pm 45 / 0 / \pm 45]_{2S}$  при нагружении симметричным циклом ( $R = -1$ ).

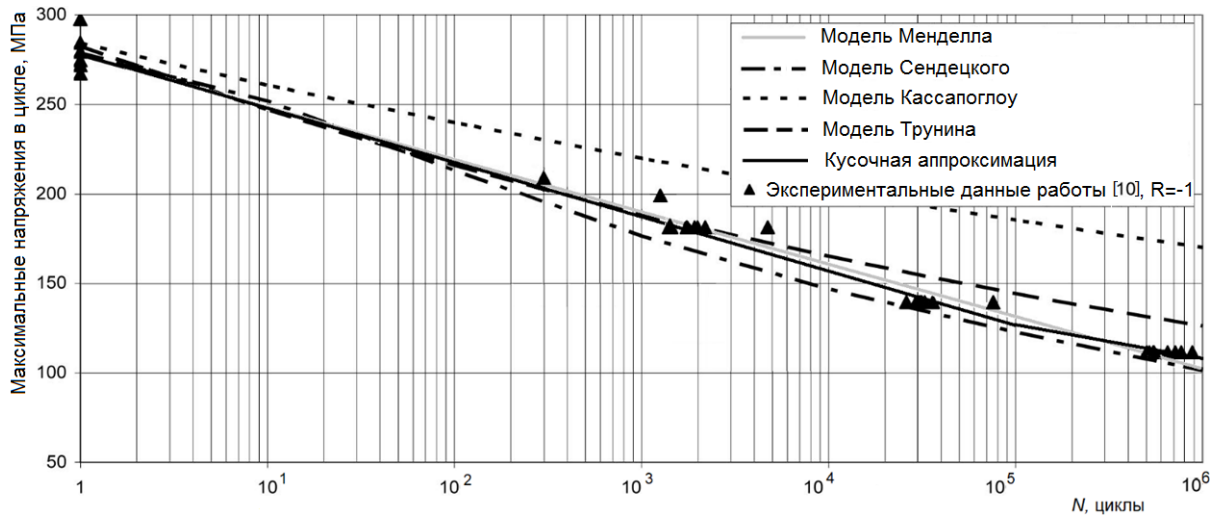


Рис. 1. Аппроксимация усталостной кривой для образцов с отверстиями из ламината типа AS4-PW с использованием моделей (2)-(5) и кусочной аппроксимации с применением моделей (1) и (2)

Экспериментальные данные, приведенные в работе [14, с. 371], также отражают тенденцию к изменению угла наклона кривой в указанном выше диапазоне по сравнению с его значениями при более низких числах циклов (рис. 2). Это обстоятельство не дает возможности использования какой-либо из перечисленных выше простых моделей для описания кривой усталости как при малых, так и при больших циклах нагружения. В этом случае возможно разбиение области определения кривой усталости не менее чем на два участка и ее описание на каждом из участков с использованием двух или более простых моделей, дающих приемлемую аппроксимацию экспериментальных данных. Подобная кусочная аппроксимация используется, например, при построении усталостных кривых для узлов металлических конструкций, представляемых в двойных логарифмических координатах ( $\log \sigma - \log N$ ) в виде совокупности прямолинейных участков [6, 7], каждый из которых основывается на простой модели (1). Применительно к разрушению элементов композитных конструкций начальный участок кривой (соответствующий числам циклов до  $10^5$ ) целесообразно описывать, используя модель Менделла, отражающей наилучшим образом тенденцию изменения пределов ограниченной выносливости на указанном участке. При описании хода усталостной кривой на последующих участках (в том числе в очень важном для судовых конструкций диапазоне чисел циклов нагружения от  $10^5$  до  $0,5 \cdot 10^7$ ) необходимо учитывать наличие существенного изменения угла ее наклона к оси абсцисс и снижение зависимости пределов ограниченной выносливости от напряжения статического разрушения образца  $\sigma_{us}$ . Поэтому в отмеченном диапазоне кривая усталости может быть аппроксимирована либо с помощью модели Менделла с другими параметрами (по сравнению с вычисленными для начального участка кривой), либо с применением модели (1). Последний вариант аппроксимации позволяет (без снижения уровня точности) использовать традиционный для оценки усталостной долговечности судовых конструкций математический аппарат [6, 7].

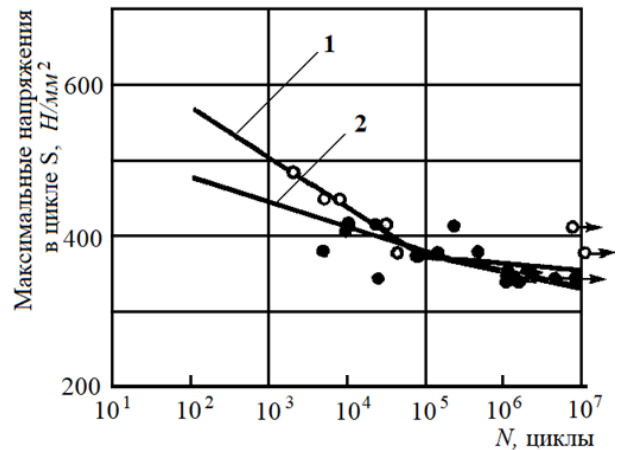


Рис. 2. Результаты испытаний при циклическом осевом нагружении однонаправленных композитов, полученных мокрой укладкой высокопрочных волокон (сжимающие напряжения отложены в положительном направлении):

- — симметричный цикл напряжений (растяжение — сжатие); ○ — пульсирующее сжатие.

Оценку параметров модели Менделла в этом случае можно выполнить следующим образом. Параметр  $a$  можно принять равным математическому ожиданию напряжений статического разрушения образца  $\sigma_{us}$ , найденному по результатам испытаний нескольких образцов. Параметр  $b$  определяется по формуле  $b = (a - \sigma_{N_1}) / m_{\log N_1}$ , где  $m_{\log N_1}$  — математическое ожидание логарифмов случайных чисел циклов  $\bar{N}_1$  ( $\log N_1$ ), найденных по результатам усталостных испытаний нескольких образцов при одинаковом уровне амплитуд напряжений, ориентировочно соответствующем числу циклов  $N_1$ .

На рис. 1 сопоставлены аппроксимации усталостной кривой с помощью четырех простых моделей (2)-(5) и кусочной аппроксимации с применением на начальном участке модели Менделла и на втором участке модели (1).

Необходимо отметить, что среднее значение тангенса угла наклона на втором участке кривой, построенной в координатах  $\log \sigma - \log N$ , и предел ограниченной выносливости на базе  $0,5 \cdot 10^7$ , представляющие собой значимые факторы (показатель степени  $m$  в модели (1)) при оценке усталостного ресурса судовых конструкций [7], отличаются при аппроксимации по Менделлу и при кусочной аппроксимации соответственно на  $\sim 50\%$  и на  $\sim 16\%$ , что позволяет говорить о существенном повышении точности расчета долговечности при использовании кусочной аппроксимации.

## 2. Диаграмма предельных амплитуд цикла и суммирование усталостных повреждений

Как правило, испытания на усталость проводятся при симметричных циклах изменения напряжений (при  $\sigma_m = 0$ ) или при циклах, близких к отнулевым (при  $\sigma_m \approx \sigma_a$ ). Влияние средних напряжений на величины пределов ограниченной выносливости можно приближенно описать с помощью диаграммы предельных амплитуд цикла, представляющей собой зависимость между значениями предельных амплитуд, приводящих к усталостным повреждениям, и средними напряжениями цикла при заданной долговечности или зависящими от средних напряжений коэффициентов асимметрии цикла  $R$ .

В работе [13] с целью поиска наиболее достоверной приближенной зависимости пределов ограниченной выносливости от коэффициентов асимметрии циклического нагружения уравнения диаграммы предельных амплитуд цикла проведен обзор четырех наиболее известных в настоящее время диаграмм предельных амплитуд цикла, применяемых в расчетах долговечности конструкций из ПКМ (модифицированных диаграмм Гербера [15], Гудмана [6-7], Одингга [16]) и диаграммы Бехешти-Харриса-Адама [17]).

Результаты сравнительного анализа этих диаграмм позволили сделать вывод, что наиболее точно описывает известные физические особенности усталостного разрушения слоистых ПКМ зависимость Бехешти-Харриса-Адама, имеющая следующий вид:

$$\sigma_{-1} = \frac{\sigma_{ai} \sigma_{uts}^u |\sigma_{ucs}|^v}{(\sigma_{uts} - \sigma_{mi})^u (\sigma_{ucs} + \sigma_{mi})^v} \quad (6)$$

где  $u$  и  $v$  – показатели степени, оцениваемые по экспериментальным данным.

Условие исчерпания усталостного ресурса обычно записывается в виде

$$D = \sum_{i=1}^K d_i(\sigma_i) = 1, \quad (7)$$

где  $d_i(\sigma_i)$  – мера усталостного повреждения, соответствующая уровню напряжений  $\sigma_i$ ,  $K$  – общее число уровней, на которые разбиты амплитудные значения напряжений в циклах.

Используемые в настоящее время приближенные методы расчета усталостной долговечности конструкций из ПКМ основываются на правилах нелинейного суммирования усталостных повреждений материала. При изменении напряжений в пределах каждого цикла нагружения по закону, близкому к гармоническому, подобному правилу соответствует мера повреждения, выражаемая в обобщенном виде следующим образом

$$d_i(\sigma_i) = C_i(\sigma_i) \left( \frac{n_i(\sigma_i)}{N_i(\sigma_i)} \right)^{q_i(\sigma_i)} \quad (8)$$

где  $C_i(\sigma_i)$  – весовые множители;  $q_i(\sigma_i)$  – показатели степени нелинейности (показатель  $q_i = 1$  соответствует линейному суммированию повреждений);  $n_i(\sigma_i)$  – фактическое число циклов нагружения элемента конструкции или узла с амплитудой номинальных напряжений  $\sigma_i$ ;  $N_i$  – предельное число циклов нагружения при амплитуде напряжения  $\sigma_i$ , соответствующее принятому признаку усталостного повреждения (появлению определенных дефектов структуры материала, развитию усталостной трещины до определенной величины или иному признаку).

При конкретизации содержания параметров модели (7)  $C_i(\sigma_i)$  и  $q_i(\sigma_i)$  она принимает вид известных моделей суммирования повреждений. Так при  $C_i = q_i = 1$  она превращается в зависимость Пальмгрена-Майнера [6, 7], при  $C_i = 1$  – в модель Чванга – Хана [18]. Параметры  $C_i(\sigma_i)$  и  $q_i(\sigma_i)$  могут быть определены на основе результатов усталостных испытаний с реализацией блочного нагружения путем использования итерационной процедуры, предложенной в работе [13].

## 3. Оценка срока службы конструкции по критерию усталости

В случае нерегулярного случайного нагружения вероятность выхода напряжений в интервале  $\sigma, \sigma + d\sigma$  равна

$$p(\sigma < \sigma_i < \sigma + d\sigma) = p(\sigma)d\sigma,$$

где  $p(\sigma)$  – плотность вероятности амплитуд напряжений.

Обозначим через  $2\Delta\sigma$  размер интервала изменения случайной величины  $\sigma$  вблизи значения  $\sigma_i$ . Вероятность выхода напряжений в интервале  $\sigma_i - \Delta\sigma, \sigma_i + \Delta\sigma$  выражается через функцию распределения  $P(\sigma)$  случайной величины  $\sigma$

$$P(\sigma_i - \Delta\sigma < \sigma_i < \sigma_i + \Delta\sigma) = \int_{\sigma_i - \Delta\sigma}^{\sigma_i + \Delta\sigma} p(\sigma)d\sigma = P(\sigma_i + \Delta\sigma) - P(\sigma_i - \Delta\sigma).$$

Обозначая общее число перемен напряжений за срок службы до исчерпания усталостного ресурса через  $N_\sigma$ , число циклов перемен напряжений с амплитудным значением  $\sigma$  выразим формулой

$$n(\sigma) = N_\sigma p(\sigma)d\sigma.$$

Число циклов перемен напряжений с амплитудными значениями, лежащими в интервале  $\sigma_i - \Delta\sigma, \sigma_i + \Delta\sigma$ , равно

$$n_i = N_\sigma [P(\sigma_i + \Delta\sigma) - P(\sigma_i - \Delta\sigma)],$$

где  $P(\sigma)$  – интегральная функция распределения случайной амплитуды  $\sigma$ .

В практике выполнения расчетов долговечности судовых конструкций, подверженных действию нагрузок, связанных с амплитудами волн линейной зависимостью (характерной для общих нагрузок, действующих на водоизмещающие суда), функцию  $P(\sigma)$  обычно принимают в виде закона Вейбулла [7]

$$P(\sigma) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\sigma}{\mu} \right)^k \right],$$

в котором  $\mu$  и  $k$  – параметры масштаба и формы распределения соответственно.

Специальный анализ долговременных вероятностных распределений таких нагрузок и вызываемых ими напряжений в связях корпуса, показал, что параметр формы распределения Вейбулла (обычно несущественно отличающийся от единицы) может быть принят равным [7]

$$k \approx 1,12(100/L)^{0,29},$$

$L$  – длина судна между перпендикулярами.

Для определения параметра масштаба  $\mu$  можно использовать максимальное номинальное напряжение  $\sigma_{max}$ , найденное при оценке статической прочности узла конструкции по условию  $\sigma_{us}/\sigma_{max} \geq K_3$ , где  $K_3$  – коэффициент запаса прочности. При оценке экстремальных значений волновых нагрузок на судовой корпус их нормативная обеспеченность в долговременном распределении принимается равной  $10^{-8}$  [7, стр. 126]. Это означает, что напряжение  $\sigma_{max}$  является квантилью распределения Вейбулла, соответствующей фиксированной вероятности  $10^{-8}$  и поэтому равной

$$\sigma_{max} = \mu[-\ln(1 - 10^{-8})]^{1/k}.$$

Отсюда следует, что параметр масштаба равен

$$\mu = \sigma_{max}/[-\ln(1 - 10^{-8})]^{1/k}.$$

На основе формул (7) и (8) можно записать критерий усталостного разрушения в виде соотношения

$$\sum_{i=1}^K C_i(\sigma_i) \left( \frac{N_\sigma [P(\sigma_i + \Delta\sigma) - P(\sigma_i - \Delta\sigma)]}{N_i(\sigma_i)} \right)^{q_i(\sigma_i)} = 1, \quad (9)$$

представляющего собой уравнение для определения общего числа перемен напряжений за срок службы до исчерпания усталостного ресурса  $N_\sigma$ .

Для его численного решения образуется функция

$$\Delta(N_\sigma) = \sum_{i=1}^K C_i(\sigma_i) \left( \frac{N_\sigma [P(\sigma_i + \Delta\sigma) - P(\sigma_i - \Delta\sigma)]}{N_i(\sigma_i)} \right)^{q_i(\sigma_i)} - 1.$$

Точка пересечения этой функцией оси абсцисс дает значение корня уравнения (9).

После определения величины  $N_\sigma$  находится усталостная долговечность узла конструкции по формуле

$$T_y = N_\sigma \cdot T_\sigma, \quad (10)$$

где  $T_\sigma$  – эффективный (средний) период действия рассматриваемой переменной нагрузки и соответствующих ей амплитуд напряжений  $\sigma$ .

Средняя величина периода нагружения судна  $T_\sigma$  близка к периоду регулярной волны с длиной, равной длине судна, который оценивается по формуле [7, стр. 157]

$$T_\sigma \approx 8(L/100)^y, \text{ с.}$$

Отметим здесь, что при возможности ограничиться выполнением грубой оценки ресурса на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений (правила Пальмгрена-Майнера) и для оценки долговечности использовать вместо уравнения (9) и формулы (10) более простую зависимость [7]

$$T_y = N_\sigma \cdot T_\sigma = \frac{T_\sigma}{\int_0^{\sigma_{max}} \frac{p(\sigma)d\sigma}{N_k(\sigma)}}, \quad (11)$$

где  $p(\sigma)$  – плотность вероятности амплитуд напряжений, принимаемая соответствующей закону Вейбулла.

Формула (11) может быть преобразована к виду, более удобному для вычислений

$$T_y = T_\sigma N_F \theta(\sigma_F/\mu, m, k), \quad (12)$$

где  $\theta(\sigma_F/\mu, m, k)$  – безразмерная функция, графики значений которой в ограниченном диапазоне изменения параметров приведены в [7, стр. 155];  $N_F$  и  $\sigma_F$  – упоминавшиеся выше координаты характерной точки на кривой усталости узла конструкции.

## Выводы

На основе полученных выше результатов можно сформировать особенности разработанного метода расчета усталостной долговечности слоистых ПКМ при случайном нагружении на морском волнении. По своей сути метод является расчетно-экспериментальным. В нем предусматриваются следующие важнейшие экспериментальные работы:

- статические испытания образцов при растяжении и сжатии для оценки уровней разрушающих напряжений  $\sigma_{us}$ ;
- циклические испытания образцов подвергаемых оценке долговечности узлов при отнулевом цикле нагружения (или близком к нему) при амплитудах напряжений, примерно соответствующих числам циклов нагружения  $N_1 \approx 10^5$  и  $N_F \approx 2 \cdot 10^6$  (не менее 4-5 образцов для каждого уровня);
- циклические испытания таких же образцов с варьированием среднего уровня напряжений в циклах нагружения для оценки параметров  $u$  и  $v$  в аппроксимации диаграмм предельных амплитуд цикла с помощью зависимости Бехешти-Харриса-Адама (не менее 3-х уровней, примерно соответствующие числам  $N_1 \approx 10^5$  и  $N_F \approx 2 \cdot 10^6$ );
- циклические испытания таких же образцов при блочном нагружении с ростом нагруженности (один блок) и с понижением нагруженности (второй блок) для оценки весового множителя  $C_i(\sigma_i)$  и показателя степени нелинейности  $q_i(\sigma_i)$  в модели нелинейного суммирования усталостных повреждений (8).

Расчетные процедуры должны включать:

- пересчет усталостной кривой, полученной при циклах нагружения, близких к отнулевым, к реальным циклам, характерным для подвергаемых оценке долговечности узлов, на основе диаграммы предельных амплитуд цикла Бехешти-Харриса-Адама;
- оценка общего числа перемен напряжений за срок службы до исчерпания усталостного ресурса  $N_\sigma$  на основе уравнения (9), базирующегося на использовании гипотезы нелинейного суммирования усталостных повреждений в ПКМ (модели (8));
- расчет усталостной долговечности узлов конструкции по уточненной формуле (10), либо по сугубо приближенной зависимости (12).

## Литература

1. Мишкин С.И., Дориомедов М.С., Кучеровский А.И. Полимерные композиционные материалы в судостроении. Журнал: Новости материаловедения. Наука и техника, @materials-news. Выпуск: 1 (25), 2017

- г. С. 60-68.
2. Антипов В.А., Вербицкий В.Д., Крыжевич Г.Б., Федонюк Н.Н. Применение полимерных композиционных материалов в конструкциях судов на воздушной подушке. Журнал "Технология судостроения", № 1, 1991, С. 18-24.
  3. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Особенности применения метода конечных элементов к расчету судовых валопроводов из ПКМ. В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Специальный вып.2, 2020. СПб, 2020, с.111-116.
  4. Коршунов В.А, Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Прочностные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов. Морские интеллектуальные технологии. № 4, том 2, 2021. С. 31-37.
  5. Коршунов В.А, Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Проектировочные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов. Морские интеллектуальные технологии. № 4, том 2, 2021. С. 38-44.
  6. Петин С.В. Основы инженерных расчетов усталости судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1990. 219 с.
  7. Бойцов Г.В., Крыжевич Г.Б. Вероятностные методы в расчетах прочности и надежности судовых конструкций. Л.: Изд. Крыловского государственного научного центра. 2007. 262 с.
  8. Mandell J.F. Fatigue behaviour of fibre-resin composites. Developments in Reinforced Plastics 2 (editor G Pritchard), (Applied Science Publishers, London). - 1982. - P. 67-108.
  9. Sendekyj G.P. Fitting Models to Composite Materials Fatigue Data. Test Methods and Design Allowables for Fibrous Composites. ASTM STP 734, Chamis, C.C., ed., ASTM. - 1981. - P. 245-260.
  10. Tomblin J. and Seneviratne W. Determining the Fatigue Life of Composite Aircraft Structures Using Life and Load-Enhancement Factors. Report DOT/FAA/AR-10/6. - 2011.
  11. Трунин Ю.П. Усталость и живучесть типовых мест конструкций из полимерных композиционных материалов. Техника воздушного флота. - 1999. - № 6. - С. 26-38.
  12. Kassapoglou C. Fatigue Life Prediction of Composite Structures Under Constant Amplitude Loading. Journal of Composite Materials. - Vol. 41(22). - 2007.
  13. Стрижиус В.Е. Некоторые закономерности усталостного разрушения элементов композитных авиаконструкций. Композиты и наноструктуры, Том 8 (Volume 8) № 4, 2016.
  14. Композиционные материалы. Под ред. Браутмана Л. и Крока Р. Том 5, Разрушение и усталость. М: Мир, 1978.
  15. Tanimoto T. Fatigue properties of laminated glass fiber composites material. Toshio Tanimoto, Saclao Amijima, 29<sup>th</sup> Annual Technical Conf. SPI. - 1977.
  16. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1962.
  17. Beheshty M.H., Harris B. and Adam T. An empirical fatigue-life model for high-performance fiber composites with and without impact damage. Compos A: Appl Sci & Manuf, A30. - 1999. - P. 971-987.
  18. Hwang W. and Han K.S. Cumulative Damage Models and Multi-Stress Fatigue Life Prediction. Journal of Composite Materials. - 1986. - Vol. 20. - P. 125-153.

#### References

1. Mishkin S.I., Doriomedov M.S., Kuchеровskiy A.I. Polimernyye kompozitsionnyye materialy v sudostroyenii [Polymer composite materials in shipbuilding]. Zhurnal: Novosti materialovedeniya. Nauka i tekhnika @materials-news. Vypusk: 1 (25), 2017 g. S. 60-68.
2. Antipov V.A., Verbitskiy V.D., Kryzhevich G.B., Fedonyuk N.N. Primeneniye polimernykh kompozitsionnykh materialov v konstruksii sudov na vozdushnoy podushke [The use of polymer composite materials in the construction of hovercraft]. Zhurnal «Tekhnologiya sudostroyeniya», № 1, 1991, S. 18-24.
3. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Osobennosti prakticheskogo primeneniya elementov k raschetu sudovykh valoprovodov iz PKM [Features of the application of the finite element method to the calculation of ship shafting from PCM]. V sb. «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra». Spetsial'nyy vyp.2, 2020. SPb, 2020, s.111-116.
4. Korshunov V.A, Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Prochnostnyye raschety sudovykh valov iz polimernykh kompozitsionnykh materialov [Strength calculations of ship shafts made of polymer composite materials]. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii. № 4, tom 2, 2021. S. 31-37.
5. Korshunov V.A, Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Proyektnyye raschety sudovykh valov iz polimernykh kompozitsionnykh materialov. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii [Design calculations of ship shafts made of polymer composite materials]. № 4, tom 2, 2021. S. 38-44.
6. Petinov S.V. Osnovy inzhenernykh raschetov ustalosti sudovykh konstruksiy [Fundamentals of engineering calculations of fatigue of ship structures]. L.: Sudostroyeniye, 1990. 219 s.
7. Boytsov G.V., Kryzhevich G.B. Veroyatnostnyye metody v raschetakh prochnosti i nadezhnosti sudovykh konstruksiy [Probabilistic methods in calculating the strength and reliability of ship structures]. L.: Izd. Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2007. 262 s.
8. Mandell J.F. Fatigue behaviour of fibre-resin composites. Developments in Reinforced Plastics 2 (editor G Pritchard), (Applied Science Publishers, London). - 1982. - P. 67-108.
9. Sendekyj G.P. Fitting Models to Composite Materials Fatigue Data. Test Methods and Design Allowables for Fibrous Composites. ASTM STP 734, Chamis, C.C., ed., ASTM. - 1981. - P. 245-260.
10. Tomblin J. and Seneviratne W. Determining the Fatigue Life of Composite Aircraft Structures Using Life and Load-Enhancement Factors. Report DOT/FAA/AR-10/6. - 2011.
11. Trunin YU.P. Ustalost' i zhivuchest' tipovykh mest konstruksiy iz polimernykh kompozitsionnykh materialov [Fatigue

- and survivability of typical places of structures made of polymer composite materials]. Tekhnika vozdušnogo flota. - 1999. - № 6. - S. 26-38.
12. Kassapoglou C. Fatigue Life Prediction of Composite Structures Under Constant Amplitude Loading // Journal of Composite Materials. - Vol. 41(22). – 2007.
  13. Strizhius V.Ye. Nekotoryye zakonomernosti ustalostnogo razrusheniya elementov kompozitnykh aviakonstruktsiy [Some regularities of fatigue fracture of elements of composite aircraft structures]. Kompozity i nanostrukturny, Tom 8 (Volume 8) № 4, 2016.
  14. Kompozitsionnyye materialy [Composite materials]. Pod red. Brautmana L. i Kroka R. Tom 5, Razrusheniye i ustalost'. M: Mir, 1978.
  15. Tanimoto T. Fatigue properties of laminated glass fiber composites material. Toshio Tanimoto, Saclao Amijima, 29<sup>th</sup> Annual Technical Conf. SPI. - 1977.
  16. Oding I.A. Dopuskayemye napryazheniya v mashinostroyenii i tsiklicheskaya prochnost' metallov [Permissible stresses in mechanical engineering and cyclic strength of metals]. M.: Mashgiz, 1962.
  17. Beheshty M.H., Harris B. and Adam T. An empirical fatigue-life model for high-performance fiber composites with and without impact damage. Compos A: Appl Sci & Manuf, A30. - 1999. - P. 971-987.
  18. Hwang W. and Han K.S. Cumulative Damage Models and Multi-Stress Fatigue Life Prediction. Journal of Composite Materials. - 1986. - Vol. 20. - P. 125-153.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR**

**Крыжевич Геннадий Брониславович**, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Крыловский государственный научный центр, 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3; e-mail: g\_kryzhevich@ksrc.ru

**Gennadiy B. Kryzhevich**, Dr.Sci. (Eng), Professor, head of sector, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotmaskaya, 3, St. Petersburg, 1960121, Russian Federation; e-mail: g\_kryzhevich@ksrc.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 11.09.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 04.10.2022

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023

Научная статья

УДК 629.12.001.2

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.044>

## Методические основы и результаты практического применения программного комплекса для моделирования накатки судна на ПСПД

Смирнов Ю.А.<sup>1</sup> smirkks@yandex.ru, Тряскин В.Н.<sup>1</sup> tryaskin.vn@yandex.ru,  
Иванова Д.Т.<sup>1</sup> isaevadianna@yandex.ru, Булкин В.А.<sup>2</sup> alexlevkons@yandex.ru,  
Левочкин А.К.<sup>2</sup> alexlevkons@yandex.ru

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

<sup>2</sup>Санкт-Петербург, АО «ЦМКБ «Алмаз»

**Аннотация.** В тезисах доклада обсуждается методика накатки судна на подъемно-спусковой плавучий док (ПСПД) при наличии одной или двух опор. Отмечены причины, обуславливающие отсутствие специальной универсальной методики, содержащей обстоятельные рекомендации для разработки проектов передаточных плавучих доков и моделирования процесса накатки судна на док при различных условиях докования. Рассмотрены этапы процесса накатки судна. Указаны, что перед проведением операции накатки судна, производится предварительная балластировка дока для обеспечения равновесной посадки на ровный киль за счет принятия: балласта, выравнивающего крен и дифферент; балласта, замещающего массу судна; балласта на всплытие с опор. Предполагается, что к моменту начала накатки, док располагается на опорах. В соответствующие отсеки принято необходимое количество прижимного, сгонного и маневренного балласта. Определены допускаемые нагрузки на опоры, предельно допускаемая величина изгибающего момента от общего продольного изгиба дока, допускаемые величины прогибов корпуса дока в реперных (контрольных) точках. Сформулированы общая последовательность действий и расчетных обоснований - общий алгоритм, который может быть заложен в основу автоматизированной системы для управления процессом накатки судна на док. Представлены результаты компьютерного моделирования накатки судна при наличии двух опор береговой и мористой и только одной береговой опоры на существующий ПСПД.

**Ключевые слова:** методика накатки, подъемно-спусковой плавучий док, док на двух и одной опоре, этапы накатки, предварительная балластировка, автоматизированная система для управления процессом накатки судна на док.

**Благодарности:** авторы статьи выражают благодарность организаторам Всероссийской научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Смирнов Ю.А., Тряскин В.Н., Иванова Д.Т., Булкин В.А., Левочкин А.К. Методические основы и результаты практического применения программного комплекса для моделирования накатки судна на ПСПД, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 50—57. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.044

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.044>

## Methodological foundations and results of practical application of the software package for modeling the rolling of the vessel on the PSPD

Yuri A. Smirnov<sup>1</sup> smirkks@yandex.ru, Vladimir N. Tryaskin<sup>1</sup> tryaskin.vn@yandex.ru,  
Dianna T. Ivanova<sup>1</sup> isaevadianna@yandex.ru, Vladimir A. Bulkin<sup>2</sup> alexlevkons@yandex.ru,  
Alexander K. Levoshkin<sup>2</sup> alexlevkons@yandex.ru

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, <sup>2</sup>JSC "CMKB "Almaz"

**Abstract.** The abstract discusses the methodology of bumping a vessel on a transfer floating dock (TLFD) in the presence of one or two supports. The reasons are noted, which cause absence of special universal technique, containing detailed recommendations for development of projects of transfer floating docks and modeling of the process of ship bumping on a dock at various conditions of docking. The stages of ship rolling process are considered. It is specified that before vessel rolling operation, preliminary ballasting of dock is carried out to provide equilibrium landing on an even keel by means of: ballast to level the roll and trim; ballast to replace the vessel mass; ballast for surfacing from the supports. It is assumed that by the time the rolling starts, the dock is positioned on the supports. Necessary amount of clamping, run-in and maneuvering ballast is taken into the corresponding compartments. Permissible loads on the supports, maximum permissible value of bending moment from total longitudinal bending of the dock, permissible values of deflections of the dock hull at reference (control) points are determined. A general sequence of actions and computational justifications is formulated. It is a general algorithm, which can be the basis for an automated system for controlling the process of ship bending on the dock. Results of computer simulation of ship bumping at presence of two shore and bridge supports and only one shore support on the existing RAP are presented.

**Keywords:** bumping methodology, lifting and launching floating dock, dock on two and one support, bumping stages, preliminary ballasting, automated system for controlling the process of bumping the vessel on the dock.

**For citation:** Yuri A. Smirnov, Vladimir N. Tryaskin, Dianna T. Ivanova, Vladimir A. Bulkin, Alexander K. Levoshkin, Methodological foundations and results of practical application of the software package for modeling the rolling of a ship on a floating dock, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 50—57. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.044

### Введение

В настоящее время нет специальной универсальной методики, содержащей обстоятельные рекомендации для разработки проектов передаточных плавучих доков и моделирования процесса накатки судна на док при различных условиях докования. Причины этого, вероятно, заключаются в следующем:

- Метод спуска судна с использование передаточного плавучего дока значительно зависит от особенностей конкретного завода-строителя или судоремонтного завода, что определяет и принципиальные положения методики. В связи с этим существующие методики разрабатывались под условия конкретного завода;
- Моделирование накатки судна, особенно крупнотоннажного, требует специализированного программного обеспечения, позволяющего «проиграть» различные технические решения. Это обуславливает значительную сложность и трудоемкость задачи;
- Таких проектов судов в России не выполнялось, по крайней мере, последние 35-40 лет. Следовательно, это крайне редкие, уникальные проекты.

В настоящей статье сформулированы общая последовательность действий и расчетных обоснований - общий алгоритм, который может быть заложен в основу автоматизированной системы для управления процессом накатки судна на док.

**Процесс накатки судна** на подъемно-спусковой передаточный плавучий док<sup>1</sup> (ПСГД) делится на несколько этапов (периодов). Достаточно полное описание этих периодов и указание проблем, которые могут возникнуть в процессе спуска судна с помощью ПСГД, представлено в [1].

Перед проведением операции накатки судна, производится предварительная балластировка дока для **обеспечения равновесной посадки на ровный киль** за счет принятия:

- балласта, **выравнивающего** крен и дифферент;
- балласта, **замещающего** массу судна;
- балласта **на всплытие с опор**.

При этом учитывается наличие **остаточного балласта** во всех балластных отсеках, уровень которого задается проектантом дока (обычно 0,2-0,5 м от днища отсека).

Суммарное количество балласта, должно обеспечить расчетную осадку, при которой палуба

эстакады находится на уровне основания транспортных путей.

Для решения задачи расчет равновесной посадки дока на ровный киль используются данные теоретического чертежа дока и специализированное программное обеспечение.

### Алгоритм расчета равновесной посадки дока на ровный киль:

1. Определение водоизмещения,  $\Delta_1$  и абсциссы центра величины,  $x_c$  дока с требуемым количеством балласта. Предполагается, что ордината центра величины  $y_c = 0$  из условия симметрии корпуса дока относительно ДП.

Для решения этой задачи используются данные теоретического чертежа дока и специализированное программное обеспечение для построения кривых элементов теоретического чертежа. Значение  $\Delta_1$  определяется согласно рис. 1.

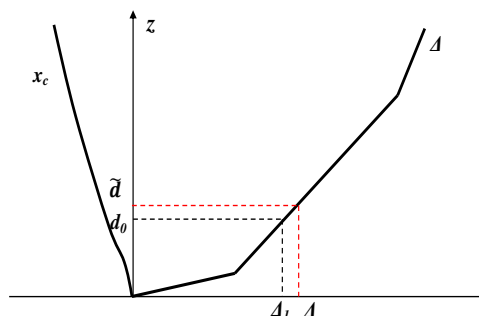


Рис. 1. Кривые элементов теоретического чертежа

2. Определение массы замещающего балласта:

$$P_{\Sigma} = \Delta_1 - \Delta_0;$$

$$P_{зам} = P_{\Sigma} - P_{ост} - P_{всп},$$

где  $\Delta_0$  - водоизмещение дока на момент выполнения процедуры накатки, т;

$P_{ост} = f(z_{ост})$  масса остаточного балласта, т;

$P_{всп} = f(\delta_0)$  масса балласта на всплытие с зазором  $\delta_0$ , т;

$P_{зам} = f(d_0)$  масса замещающего балласта, т;

$P_{\Sigma} = P_{ост} + P_{всп} + P_{зам}$  суммарная масса балласта, т.

3. Определение массы балласта в каждом ( $i$  - ом) отсеке:

<sup>1</sup> **Передаточным** называется **плавучий док**, предназначенный для использования в качестве подъемно-спускового устройства при горизонтальном расположении строительных или ремонтных стапельных мест.

$$P_i = \frac{S_i}{\sum S_i} P_{\Sigma},$$

где  $S_i$  – площадь сечения отсека горизонтальной плоскостью, м<sup>2</sup>;

$i$  – текущий номер отсека,  $i = 1, \dots, m$ .

4. Определение координат центра тяжести дока после балластировки:

$$x_{g1} = \frac{\Delta_0 x_{g0} + \sum P_i x_i}{\Delta_1} \quad \text{абсцисса центра тяжести, м;}$$

$$y_{g1} = \frac{\Delta_0 y_{g0} + \sum P_i y_i}{\Delta_1} \quad \text{ордината центра тяжести, м.}$$

где  $x_{g0}$  – абсцисса центра тяжести, м;

$y_{g0}$  – ордината центра тяжести, м;

$x_i, y_i$  – координаты центра объема, м.

5. Определение отклонений координат центра тяжести дока после балластировки,  $\Delta x_g$  и  $\Delta y_g$  от координат центра величины дока при положении на ровный киль:

$$\Delta x_g = x_{g1} - x_C;$$

$$\Delta y_g = y_{g1} - y_C.$$

6. Определение массы балласта, выравнивающего крен и дифферент дока (выравнивающего балласта).

Решение этой задачи предлагается следующим образом:

– Выбираем отсеки, куда предполагается принимать балласт; достаточно выбрать два отсека правого и левого борта, желательно одинаково расположенных по длине дока; если  $\Delta x_g > x_C$ , то отсеки должны располагаться в нос от миделя, в противном случае – в корму;

– Принимаем в качестве варьируемых параметров дополнительные массы балласта, которые должны быть приняты в отсеки левого,  $\delta P_1$  и правого,  $\delta P_2$  борта.

– Компонуем поисковую задачу, в которой:

Функция цели:

$$\Delta x_g = \frac{\Delta_1 x_{g1} + \delta P_1 x_1 + \delta P_2 x_2}{\Delta_1 + \delta P_1 + \delta P_2} - x_C \rightarrow 0;$$

при ограничении – равенстве:

$$\Delta y_g = \frac{\Delta_1 y_{g1} + \delta P_1 y_1 + \delta P_2 y_2}{\Delta_1 + \delta P_1 + \delta P_2} - y_C = 0.$$

Решение этой задачи: значения  $\delta P_1$  и  $\delta P_2$ , обеспечивающие отсутствие крена и дифферента дока. При этом водоизмещение дока увеличивается на величину:  $\delta P = \delta P_1 + \delta P_2$ . Соответственно увеличивается и осадка дока, которую необходимо исправить за счет корректировки массы замещающего балласта.

7. Корректировка массы замещающего балласта для обеспечения заданной осадки  $d'_0$ .

Решение этой задачи выполняется следующим образом:

– по грузовому размеру (рис. 1) находим осадку,  $d'_0$ , соответствующую водоизмещению:

$$\Delta = \Delta_1 + \delta P_1 + \delta P_2;$$

– определяем корректирующий множитель:

$$c = \frac{d'_0}{d_0}.$$

– определяем исправленные значения массы балласта в каждом отсеке:  $P'_i = c P_i$ .

**Примечание:** такая корректировка допускается, поскольку при увеличении осадки не происходит изменение значения  $x_C$  и  $x_g$ .

Для постановки дока на опоры необходимо предусмотреть принятие **прижимного балласта**, обеспечивающего безопасную накатку без перебалластировки дока при изменении уровня воды в акватории. **Прижимной балласт** складывается из балласта, необходимого для предотвращения: сдвига дока с опор при действии расчетной ветровой нагрузки; всплытия дока при нагоне воды. Из условия приема прижимного балласта определяются реакции опор. Если в процессе накатки судна происходит **сгон воды** в акватории, то это приведет к увеличению нагрузок на опоры. Для того чтобы нагрузки на опоры не превышали допустимой величины, также может потребоваться перебалластировка дока – откачка балласта из определенных отсеков.

#### Определение необходимого количества прижимного балласта:

**Количество балласта** в т,  $P_6$ , необходимого для создания прижимного усилия, определяется по формуле:

$$P_6 = 0,1 \frac{N_q}{\eta},$$

где  $N_q$  – горизонтальная реакция на опоре при действии ветровых нагрузок, кН;

$\eta$  – коэффициент трения на опоре; рекомендуемое значение  $\eta = 0,15$ .

– масса прижимного балласта в районе

береговых опор:  $P_{6-Б} = 0,1 \frac{N_Б}{\eta};$

– масса прижимного балласта в районе

мористых опор:  $P_{6-М} = 0,1 \frac{N_М}{\eta}.$

Прижимной балласт принимается в балластные отсеки над опорами.

При накатке на док при наличии только одной береговой опоры  $P_{6-М} = 0$ . Горизонтальная реакция  $N_М$  обусловлена наличием якорной системы позиционирования дока.

Расчет горизонтальных реакций  $N_Б$  и  $N_М$ , кН, производится в соответствии со схемой на рис. 2. Ветровые нагрузки приложены в центрах парусности

системы док-судно на участках 1 и 2 как равнодействующие сил ветровых нагрузок.

Величины горизонтальных реакций  $N_B$  и  $N_M$ , кН, равны:

$$N_B = F_{q-\Sigma(1)} \frac{X_1}{L_1} - F_{q-\Sigma(2)} \frac{X_2}{L_2};$$

$$N_M = -F_{q-\Sigma(1)} \left( \frac{X_1}{L_1} - 1 \right) + F_{q-\Sigma(2)} \left( 1 + \frac{X_2}{L_2} \right),$$

где  $F_{q-\Sigma(1)}$  и  $F_{q-\Sigma(2)}$  суммарные ветровые нагрузки на участках 1 и 2 (рис. 3);

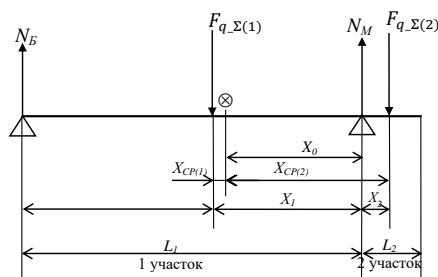


Рис. 2. Схема действия равнодействующих сил ветровых нагрузок

$X_1$  и  $X_2$  расстояния от середины мористой опоры до центров парусности участков 1 и 2 соответственно (рис. 3):

$$X_1 = X_{CP(1)} + X_0;$$

$$X_2 = X_{CP(2)} + X_0.$$

**Усилия** на боковую поверхность от действия ветра на  $i$ -й участок по высоте  $j$ -ой части по длине сооружения,  $F_{q-i(j)}$ , кН, определяются по формуле:

$$F_{q-i(j)} = 79,5 \cdot 10^{-5} \gamma_f \Omega_{i(j)} n_i V^2$$

где  $\gamma_f = 1,4$  – коэффициент надежности по ветровой нагрузке, учитывающий порывистость ветра;

$V$  – номинальная скорость ветра при силе ветра не более заданного значения баллов;

принимается в соответствии с рекомендациями;

$\Omega_{i(j)}$  –  $i$ -я площадь парусности по высоте для  $j$ -го участка по длине (см. рис. 3);

$n_i$  –  $n_i$  – коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра по высоте  $H$  экранируемой преграды, принимаемый в соответствии с рекомендациями [3], [4].

Суммарная ветровая нагрузка на  $j$ -ю часть сооружения и положение центра парусности по высоте,  $Z_{CP(j)}$ , определяется по формулам:

$$F_{q-\Sigma(j)} = 79,5 \cdot 10^{-5} \gamma_f V^2 \sum_i \Omega_{i(j)} n_i, \text{ кН};$$

$$Z_{CP(j)} = \frac{\sum_i z_i \Omega_{i(j)}}{\sum_i \Omega_{i(j)}}, \text{ м},$$

где  $Z_i$  – значение аппликаты центра парусности для участка по высоте относительно ОП, м.

Положение центра парусности по длине  $j$ -ой части сооружения,  $X_{CP(j)}$ , определяется по схеме расположения заказа в доке в конце **второго периода** накатки:

$$X_{CP(j)} = \frac{\sum_i x_i \Omega_{i(j)}}{\sum_i \Omega_{i(j)}}, \text{ м}$$

где  $X_i$  – значение абсциссы центра парусности для  $i$ -го участка по высоте относительно мидель-шпангоута дока, м.

Масса балласта, **предотвращающего всплытие при нагоне воды**, определяется по следующей формуле:

$$P_{\delta-\text{вспл}} = \rho \Delta T S_{WL},$$

где  $\rho$  – плотность воды, т/м<sup>3</sup>;

$\Delta T$  – увеличение осадки дока, сидящего на опорах, при нагоне воды, м;

$S_{WL}$  – площадь ватерлинии дока при расчетной осадке на опорах, м<sup>2</sup>.

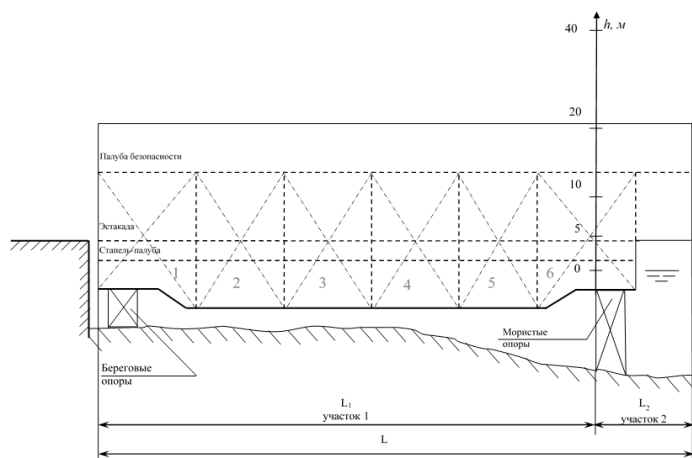


Рис. 3. Схема расположения дока при постановке на две опоры

При ветровом сгоне воды уменьшаются силы поддержания дока, сидящего на опорах, как бы за счет уменьшения осадки. **Дополнительные нагрузки** на опоры дока могут быть оценены из условия равномерного уменьшения сил поддержания по всей длине дока:

$$\Delta Q_{сгон} = \rho g \Delta T S_{WL}.$$

где  $\Delta T$  – уменьшение осадки дока при сгоне воды, м.

Для дока, сидящего на двух парах опор, дополнительная реакция каждой опоры принимается равной:

$$\Delta R_{сгон} = 0,25 \Delta Q_{сгон}.$$

Вертикальные нагрузки на опоры ПСПД в общем случае определяются из условия принятия в отсеки над опорами прижимного балласта, дополнительного балласта, учитывающего возможный нагон воды, а также дополнительных нагрузок при действии кренящего момента от бокового ветра и заезда транспортно-опорных модулей (ТОМ) - судовых балок на двух гидравлических тележках.

**Дополнительные нагрузки от действия кренящего момента** определяются из условия, что суммарные ветровые нагрузки  $F_{q-\Sigma(1)}$  и  $F_{q-\Sigma(2)}$  на участках 1 и 2 поворачивают систему док-судно относительно точки, расположенной посередине опор с подветренного борта дока.

Полагая, что суммарные ветровые нагрузки приложены соответственно на уровне  $Z_{CP(1)}$  и  $Z_{CP(2)}$ , расстояние между серединами опор правого и левого борта равно  $b$  и предполагая равномерное распределение дополнительной нагрузки между опорами, получим следующие формулы для определения дополнительных нагрузок на береговые,  $\Delta R_{Б\_кр}$ , и мористые,  $\Delta R_{М\_кр}$ , опоры:

$$\Delta R_{Б\_кр} = F_{q-\Sigma(1)} Z_{CP(1)} m / b;$$

$$\Delta R_{М\_кр} = F_{q-\Sigma(1)} Z_{CP(1)} m / b + F_{q-\Sigma(2)} Z_{CP(2)} / b,$$

где  $m = 0,5$  – коэффициент, учитывающий одновременную загрузку береговых и мористых опор на участке 1.

При накатке на док при наличии только одной береговой опоры  $\Delta R_{М\_кр} = 0$ .

**Наибольшие вертикальные нагрузки на опоры:**

- на каждую береговую опору

$$R_{Б} = m_1 g P_{Б\_Б} + \Delta R_{Б\_кр} + \Delta R_{вспл} + \Delta R_{сгон} + \Delta R_{ТОМ};$$

- на каждую мористую опору

$$R_{М} = m_1 g P_{Б\_М} + \Delta R_{М\_кр} + \Delta R_{вспл} + \Delta R_{сгон} + \Delta R_{ТОМ}.$$

где  $m_1 = 0,5$  – коэффициент, учитывающий одновременную загрузку береговых и мористых опор.

Анализ нормативной и проектной документации по проблеме спуска судов при помощи подъёмно-спускового передаточного плавучего дока позволяет

сформулировать общую последовательность действий и расчетных обоснований - общий алгоритм моделирование процесса накатки судна на ПСПД, который может быть заложен в основу автоматизированной системы для управления процессом накатки судна на док.

Предполагается, что к моменту начала накатки док располагается на опорах. В соответствующие отсеки принято необходимое количество прижимного, сгонного и маневренного балласта. Определены допускаемые нагрузки на опоры, предельно допускаемая величина изгибающего момента от общего продольного изгиба дока, допускаемые величины прогибов корпуса дока в реперных (контрольных) точках.

**Накатка судна на док разбивается на этапы.** Разбивка на этапы производится из условия согласования длин секций судопоезда и понтонов (групп балластных отсеков) дока, а также из условия обеспечения равномерности распределения нагрузки на судопоезд.

При моделировании процесса накатки выполняются следующие **расчетные обоснования** для этапов накатки:

– **определяются реакции опор в процессе накатки из условий статического равновесия;**

Реакции опор при каждом этапе накатки судна на док определяются из условия статического равновесия. Система док-судно в процессе накатки должна находиться в равновесии.

Условия статического равновесия представляются в виде системы двух уравнений, в которых две неизвестные величины: реакции носовых -  $R_n$  и кормовых -  $R_x$  опор дока:

*Первое уравнение* – условие равенства нулю проекций всех сил на вертикальную ось Z. Все силы тяжести, направленные вверх считаем положительными; реакции опор считаем в общем случае направленными в противоположную сторону, хотя знак их может и не соответствовать этому направлению.

*Второе уравнение* – условие равенства нулю суммы моментов относительно заданной точки. В качестве этой точки удобно принимать точку, расположенную посередине носовой опоры; положительное направление момента – по часовой стрелке; отрицательное – против часовой.

– **определяются максимальный изгибающий момент и прогибы дока в контрольных точках [5];**

– **реакции опор, изгибающие моменты, прогибы в контрольных точках сравниваются с допускаемыми величинами;**

– **откачивается балласт массой, равной массе накатившейся части судна;**

– **уточняются значения реакций опор, изгибающих моментов, прогибов в контрольных точках;**

– **реакции опор, изгибающие моменты, прогибы в контрольных точках сравниваются с допускаемыми величинами; при необходимости принимается решение о дополнительной перебалластировке.**

### Заключение

Получены результаты компьютерного моделирования накатки судна при наличии двух опор береговой и мористой и только одной береговой опоры (рис. 4-6) на существующий ПСПД, реализованные с использованием специализированной автоматизированной системы, разработанной по заказу АО ЦМКБ «Алмаз».

На рис. 4 изображен док, установленный на одну опору – береговую. На док принят балласт, обеспечивающий ровную посадку дока – без дифферента и крена, при этом на береговой опоре обеспечено необходимое прижатие. Док готов к накатке объекта.

Представленный программный комплекс позволяет реализовать накатку при трех уровнях воды в акватории: при базовом уровне, при нагоне воды и сгоне воды. В данном случае накатка происходит при базовом уровне воды.

В качестве результатов на экране отображаются: реакции доковых опор; количество балласта в балластных отсеках; максимальные действующие изгибающие моменты, перерезывающие силы и прогибы по длине дока; эпюры действующих сил и моментов. В области построения эпюр графически отображены верхняя и нижняя границы ранее перечисленных параметров.

На рис. 5 изображен док, установленный на одну опору – береговую. Объект на судопоезде перемещается по доку.

На каждом шаге накатки объекта производится контроль допустимых перерезывающих сил, изгибающих моментов, прогибов дока, реакций доковых опор. Если хотя бы один из перечисленных параметров выходит за допустимые значения, необходимо произвести перебалластировку, после чего можно продолжить процесс накатки.

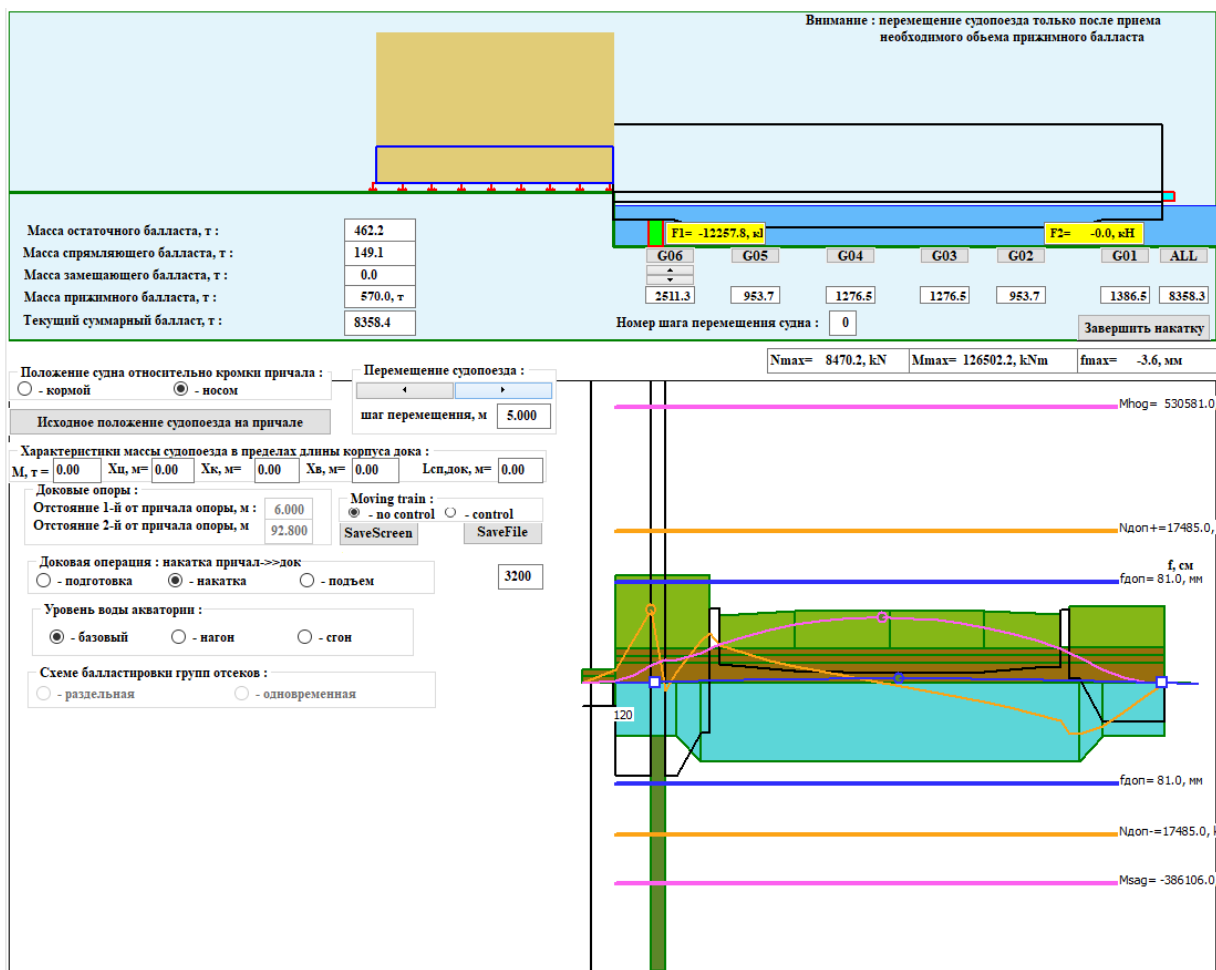


Рис. 4. Подготовка дока к процессу накатки

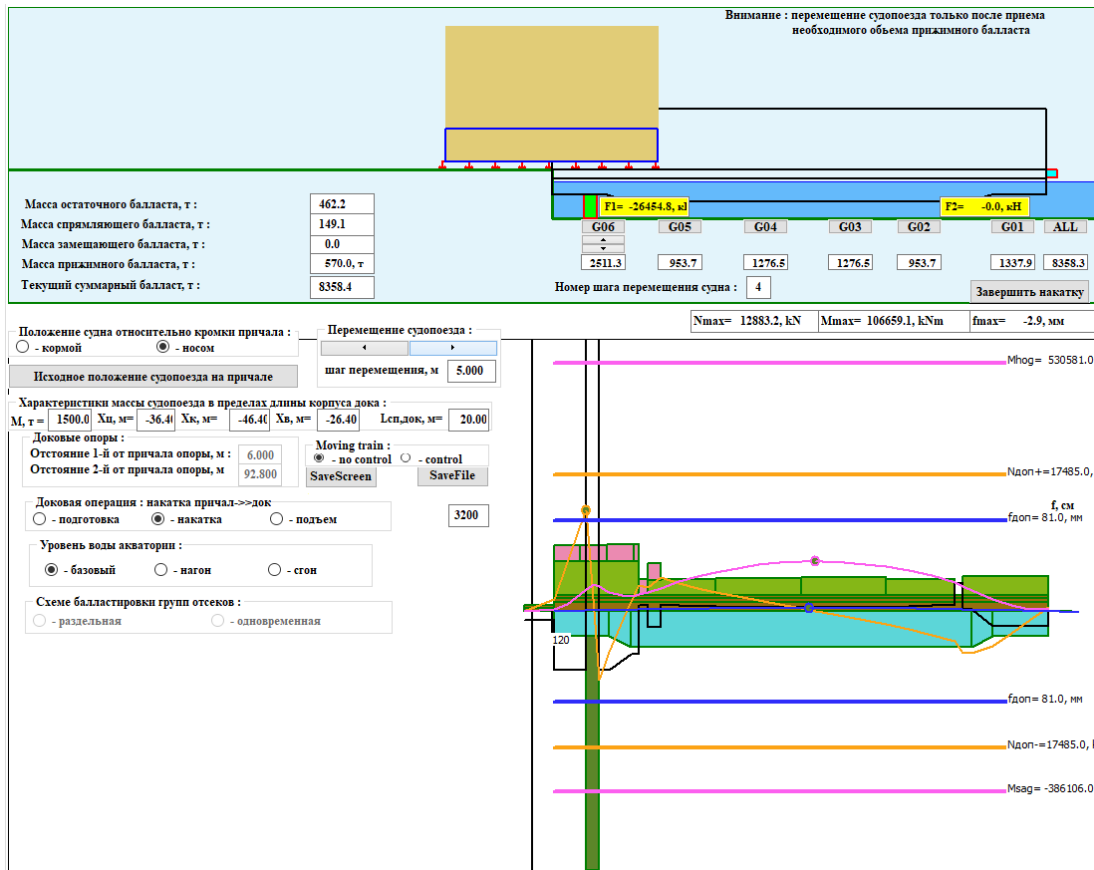


Рис. 5. Накатка объекта на док

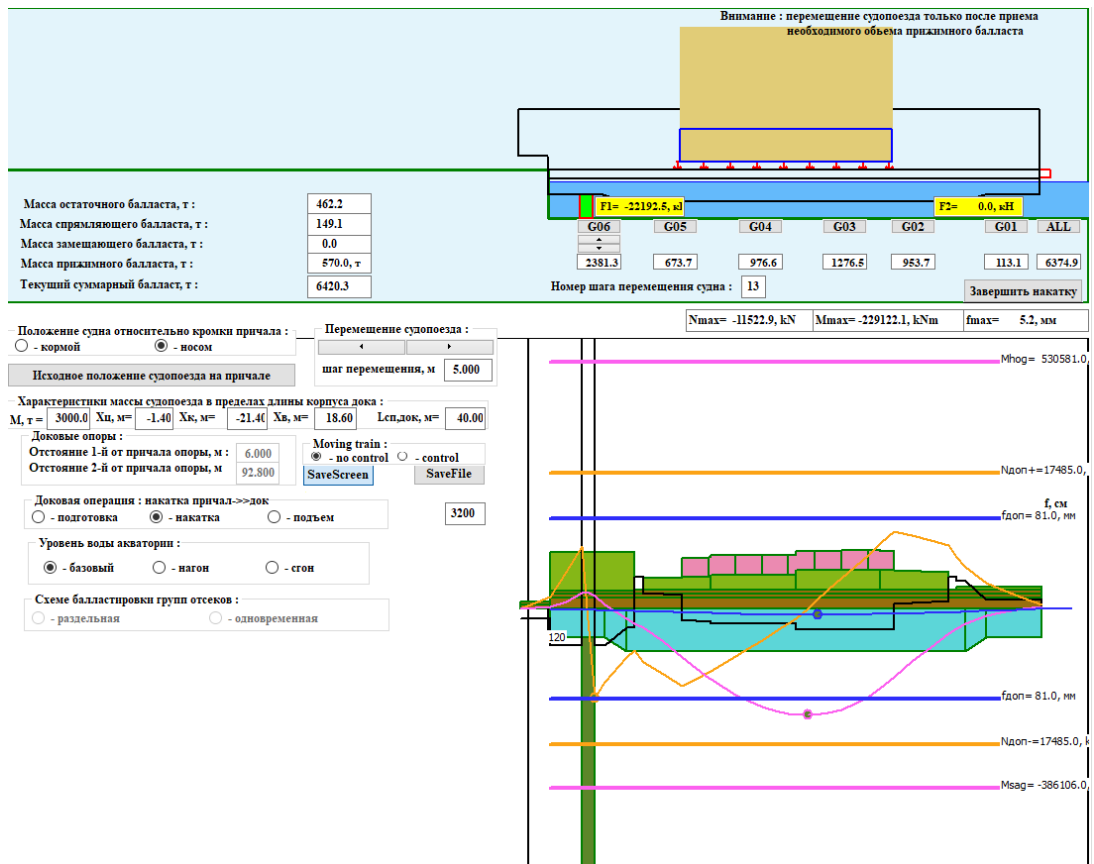


Рис. 6 – Объект полностью накатан

### Литература

1. Спуск судов и кораблей с помощью передаточных плавдоков. Нормы и требования к корпусам судов, кораблей и спусковым устройствам. Методика расчетов прочности. ОСТ5.1076-76, 1976 г.
2. Металлические плавучие доки. М.А. Ловягин и др., 1964 г.
3. «Свод Правил. Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения». СНИП 2.06.04-82.
4. «Свод Правил. Нагрузки и воздействия». СНИП 2.01.07-85.
5. Тряскин В.Н. Определение перерезывающих сил и изгибающих моментов для судна на тихой воде. Учебное пособие. Санкт-Петербург, 2003, 162 с.
6. Пчелкин В. И. Шкала Бофорта; Шкала состояния поверхности моря; Шкала степени волнения: Статьи в Энциклопедии ГЗ МЧС России. Воронеж, 2009.Т.4.

### References

1. Launching of ships and vessels by means of transfer floats. Norms and requirements for hulls of ships, vessels and launching devices. Strength calculation methodology. OST5.1076-76, 1976.
2. Metal floating docks. M.A. Lovyagin et al, 1964.
3. "Code of Regulations. Loads and Effects on Hydraulic Engineering Structures. SNiP 2.06.04-82.
4. "Code of Practice. Loads and Effects". SNiP 2.01.07-85.
5. Tryaskin V.N. Determination of Cut Forces and Bending Moments for a Ship at Quiet Water. Tutorial. St. Petersburg, 2003, 162 p.
6. Pchelkin V.I. Beaufort Scale; Sea Surface Condition Scale; Wave Degree Scale: Articles in the Encyclopedia of the Russian Ministry of Emergency Situations. Voronezh, 2009.Vol.4.

### Конфликт интересов

Не указан.

### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

### Conflict of Interest

None declared.

### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Смирнов Юрий Александрович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: smirkks@yandex.ru

**Yuri A. Smirnov**, Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of ship construction and technical operation, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: smirkks@yandex.ru

**Тряскин Владимир Николаевич**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: tryaskin.vn@yandex.ru

**Vladimir N. Tryaskin**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of ship construction and technical operation, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: tryaskin.vn@yandex.ru

**Иванова Дианна Тимофеевна**, аспирант кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: isaevdianna@yandex.ru

**Dianna T. Ivanova**, Postgraduate at the Department of ship construction and technical operation, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: tryaskin.vn@yandex.ru

**Булкин Владимир Аронович**, инженер-конструктор 1 кат., АО «ЦМКБ «Алмаз», 196128, Санкт-Петербург, ул. Варшавская, 50, e-mail: alexlevkons@yandex.ru

**Vladimir A. Bulkin**, design engineer of the 1<sup>st</sup> category, JSC «CMDB «Almaz», Warshavskaya, 50, St. Petersburg, 196128, Russian Federation, e-mail: alexlevkons@yandex.ru

**Александр Константинович Ловошкин**, главный конструктор, АО «ЦМКБ «Алмаз», 196128, Санкт-Петербург, ул. Варшавская, 50, e-mail: alexlevkons@yandex.ru

**Alexander K. Levoshkin**, main constructor, JSC «CMDB «Almaz», Warshavskaya, 50, St. Petersburg, 196128, Russian Federation, e-mail: alexlevkons@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.06.2023.  
Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 11.09.2023.  
Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023.

Научная статья

УДК 621.873

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.045>

## Оптимизация стержневой конструкции стрелы судового крана-манипулятора из полимерных композиционных материалов

Суворов В.А.<sup>1</sup> justsuorov@gmail.com, Васильев Р.В.<sup>2</sup> vassilyev.rv@gmail.com

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, <sup>2</sup>Троицкий крановый завод, Москва

**Аннотация.** Проектирование судового оборудования из композитных материалов является актуальным направлением судостроения. Методики расчёта и оптимизации подобного рода конструкций представляют научный и практический интерес для повышения экономической эффективности производства. В работе представлена инженерная методика оптимизации стрелы конструкции судового крана-манипулятора из полимерных композиционных материалов условию прочности, жесткости и устойчивости. Расчет НДС производился методом конечных элементов. Для сокращения параметров оптимизации и проектирования были выведены конструкторские, технологические и ресурсные ограничения. Сформированные ограничения позволили сократить количество независимых параметров в пять раз. По результатам исследования методов поиска при решении задачи оптимизации выбрана комбинация метода квази Монте Карло и метода Джая. Разработанная методика соответствует правилам Морского и Речного Регистра Судостроения, что позволяет сертифицировать полученную конструкцию в будущем. В результате применения методики снижение веса конструкции составило 18%. Расчётное время составило одни сутки, что удовлетворяет инженерным требованиям.

**Благодарности:** авторы статьи выражают благодарность организаторам Всероссийской научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Ключевые слова:** полимерные композиционные материалы, судовый кран, метод конечных элементов, оптимизация, метод Джая

**Для цитирования:** Суворов В.А., Васильев Р.В. Оптимизация стержневой конструкции стрелы судового крана-манипулятора из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 58—62. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.045

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.045>

## Optimization Of the truss structure of a Ship Crane Manipulator Made from Polymer Composites

Vladimir.A. Suvorov<sup>1</sup> justsuorov@gmail.com, Roman V. Vasiliev<sup>2</sup> vassilyev.rv@gmail.com

<sup>1</sup>Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, <sup>2</sup>Troitsky Crane Plant LLC, Moscow

**Abstract.** Design of ship equipment from composite materials is a modern direction in shipbuilding. Methods for calculating and optimizing structures of this type are of scientific and practical interest for increasing the economic efficiency of production. The article presents an engineering technique for optimizing the design of a ship crane-manipulator boom based on modern computer simulation tools and numerical optimization methods. The loads on the crane arising due to the ship's motion were obtained and specified, and the requirements for the finite element model for strength and stability analysis were derived. After that, constructive, technological, and resource constraints were derived to reduce the number of independent optimization parameters. The mass reduction problem was set and solved by combining the screening method and Jaya algorithm. The developed technique complies with the rules of the Maritime and River Register of Shipping, which makes it possible to further certify the resulting design. As a result of applying the technique, the weight of the structure decreased by 18%. The estimated time was one day, which satisfies engineering requirements.

**Key words:** polymer composite materials, ship crane, finite element method, optimization, Jaya method.

**For citation:** Vladimir A. Suvorov, Roman V. Vasiliev, Optimization of the rod design of the boom of a ship crane-manipulator made of polymer composite materials, Marine Intelligent Technologies. 2023. № 4 part 2, P. 58—62. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.045

### Введение

Задача снижения веса судовых конструкций остается актуальной. Появление новых полимерных композиционных материалов (ПКМ) [1-2], развитие технологий их производства [3-4] и средств компьютерного моделирования позволяет решать задачи оптимизации судовых конструкций на новом

уровне. Применение ПКМ в судовом оборудовании должно регламентироваться правилами классификационных сообществ, например, РМРС [5]. Однако, в правилах отсутствуют методики оптимизации судовых грузоподъемных механизмов (ГПМ). Применение ПКМ позволяет заменить металлоконструкцию крана стержневой конструкцией из ПКМ.

Использование рассмотренных алгоритмов и методов [6-9] для решения задачи оптимизации подобного рода конструкций затруднительно ввиду большого числа переменных, неизвестных функций корреляции параметров, необходимости рассмотрения нескольких расчетных случаев, а также большого числа дополнительных ограничений и зависимостей, которые накладывает технология производства. Необходима универсальная методика для инженерного использования.

Цель работы – создание инженерной методики оптимизации стержневой конструкции стрелы крана-манипулятора (КМ), основанной на современных средствах компьютерного моделирования, и методах численной оптимизации.

#### Методика исследования.

На рис. 1 показано сравнение конструкций крана-манипулятора (КМ). Композитная конструкция крана-манипулятора была разработана на основе технических характеристик металлического исполнения. Кран имеет грузоподъемность 2,2 тонны при вылете стрелы 10 метров. Конструкция стрелы из ПКМ проектировалась для изготовления по технологии роботизированной пространственной стержневой намотки. Данная технология планируется к введению в этом году в новую редакцию правил Российского морского регистра судоходства по грузоподъемным устройствам морских судов. В случае такого исполнения мы имеем фактически ферменную конструкцию, изготавливаемую из неделимого волокна. Преимущества, которые дает проектанту применение такого рода аддитивной технологии вместе с тем принесли сложности при выборе геометрических размеров. В отличие от металлической фермы, технология позволяет варьировать геометрические размеры составных стержней практически без ограничений. К тому же, расчетная постановка содержит 14 расчетных случаев, что усложняет анализ. Расчетные случаи состоят из различных комбинаций нагрузок в нескольких расчетных положениях угла наклона (см. рис. 2). Сначала диаметры ровинга выбирались методом подбора при анализе всех расчетных случаев по условию прочности, жесткости и устойчивости стержней. Затем была исследована возможность применения методов параметрической оптимизации при проектировании.

Расчет прочности и устойчивости КМ из ПКМ в данной работе производился с применением метода конечных элементов (МКЭ). Нагрузки и расчетные случаи приняты согласно правилам DNV. Требования к конечно-элементной (КЭ) модели и граничным условиям стандартны [9]. Ровинги моделировались с помощью линейных стержневых элементов, работающих только на растяжение-сжатие, шпангоуты моделировались с помощью линейных оболочечных элементов, работающих как на растяжение-сжатие, так и на изгиб. На рис. 3 представлена КЭ модель стрелы КМ.

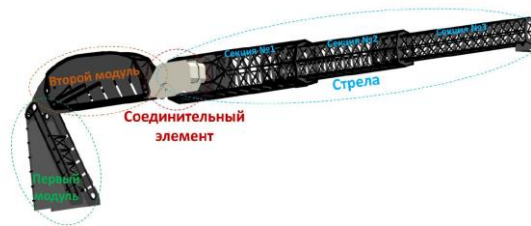


Рис. 1. Конструкция крана-манипулятора

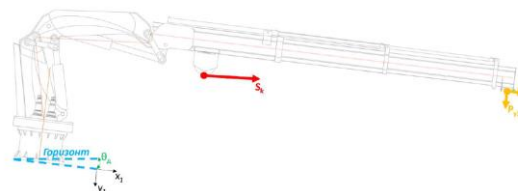


Рис. 2. Нагрузки на стрелу крана

Оптимизация конструкции КМ проводилась по условиям прочности и жесткости. Целевая функция – снижение массы КМ. На начальных этапах было апробировано несколько методов математической оптимизации, встроенных в конечно-элементный расчетный комплекс. Однако ввиду количества неизвестных решение таких задач приходилось ждать достаточно долгое время и само решение было некорректным, при этом приходилось запускать задачу заново, корректируя постановку. В данной работе предлагается техника предварительных упрощенных расчетов математической оптимизации, цель которых последовательное сужение области допустимых значений и уточнения параметров применяемых ограничений. Для этих целей было принято решение об использовании метода *Screening* (Квази Монте-Карло) [10]. Данный метод по сравнению с другими показал стабильно меньшее время поиска лучшего варианта. Сами ограничения (см. таблицу 1) вытекают из специфики технологии, конструкции и схемы нагружения.

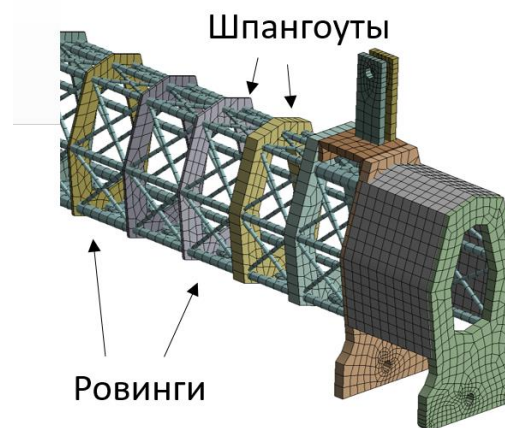


Рис. 3. КЭ-модель

Таблица. 1

Разработанные ограничения

№	Тип ограничения	Ограничение
1	Конструктивное	Начиная от опорной части стрелы каждый следующий к концу диаметр продольного ролинга меньше или равен предыдущему
2	Конструктивное	В пределах одного сечения значения диаметров одинаковые внутри следующих групп с учетом плоскостей симметрии: Верхний пояс продольных ролингов (3 ролинга) Нижний пояс продольных ролингов (3 ролинга) Продольный пояс ролингов в районе нейтральной оси (2 ролинга) Диагональный пояс ролингов выше нейтральной оси (4 ролинга) Диагональный пояс ролингов выше нейтральной оси (4 ролинга)
3	Конструктивное	В районе пересечений телескопических сегментов стрелы ограничение № 1 отменяется. Т.е. значения диаметров в этом районе не должны удовлетворять «принципу удочки». В районе пересечения в пределах каждого сегмента диаметры считаются одинаковыми.
4	Технологическое	В пределах каждого сегмента между шпангоутами действует соотношение диаметров продольных и примыкающих диагональных ролингов равное 2:1 (продольные ролинги в 2 раза больше диагональных)
5	Технологическое	Шаг приращения диаметра ролингов равный 1 мм.
6	Ресурсное	Область допустимых значений предельные значения диаметров проектируемых ролингов равна половине диаметра начального приближения

Разработанные ограничения

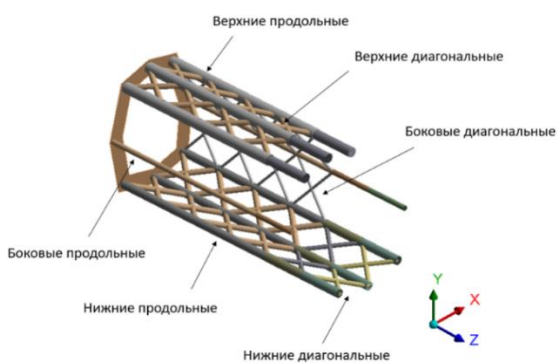


Рис. 4. Типы ролингов

Для улучшения сходимости и уменьшения времени расчета рекомендуется связывать параметры диагональных и продольных ролингов с помощью соотношений диаметров. Диаметры верхних диагональных – с диаметрами верхних продольных, диаметры боковых диагональных – с диаметрами боковых продольных, диаметры нижних диагональных – с нижними продольными диаметрами. Диаметры диагональных ролингов

каждой шпации соответствовали половине диаметра продольных ролингов той же шпации. Типы ролингов показаны на рис. 4. После применения разработанных ограничений и соотношений между параметрами удалось сократить количество диаметров с 465 до 89.

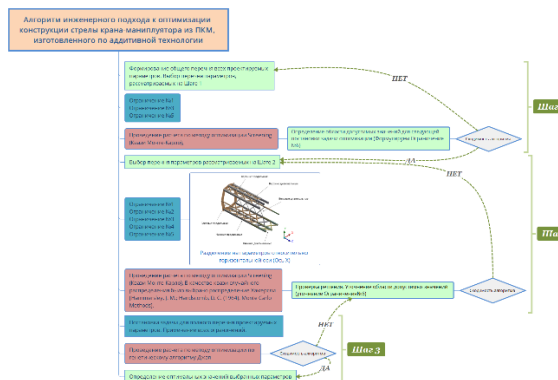


Рис. 5. Алгоритм применения методов оптимизации при проектировании конструкции стрелы из ПКМ

На последнем этапе был реализован алгоритм Джая [8], который представляет собой симбиоз эволюционных и роевых методов оптимизации. Данный метод был введен в программную среду Ansys [12] с использованием языка программирования Python. Полученные на предыдущих этапах результаты являлись одними из начальных приближений для алгоритма, что существенно улучшило сходимость задачи. Алгоритм применения методов оптимизации при определении геометрических параметров сечения стрелы крана из ПКМ, показан на рисунке 5.

Результаты и выводы.

Разработана инженерная методика оптимизации конструкции судового крана-манипулятора. В рамках исследования были сформированы конструкторские, технологические и ресурсные ограничения для такого типа конструкций, позволяющие уменьшить количество независимых параметров. Разработанная методика позволила снизить массу стрелы КМ из ПКМ с 1370 кг до 1125 кг. Это соответствует уменьшению массы на 18 % по сравнению с исходной конструкцией, полученной при проектном расчете. Если оценивать снижение веса относительно исходного варианта конструкции стрелы из металла, то удалось снизить вес на 39%.

Стрела крана является типовым элементом для грузоподъемных устройств, поэтому полученные выводы и алгоритм позволит значительно снизить время проектирования поперечных сечений стержней с учетом применения технологии роботизированной намотки углеролингами.

В качестве развития предложенного подхода планируется ввести в расчет дополнительные неизвестные, в частности толщины шпангоутов, расширить описанные подходы для других элементов конструкции судовых грузоподъемных устройств, а также выбор шпации между шпангоутами. Параметр выбора и жесткость шпации также связан потерей устойчивости стержневых элементов, так как шпация определяет расчетную длину стержня, расположенного между шпангоутами.

По сравнению с методом подбора применение описанных подходов позволило получить более легкую конструкцию на имеющихся вычислительных мощностях.

### Литература

1. Dipen Kumar Rajak, Durgesh D. Pagar, Ravinder Kumar, Catalin I. Pruncu, Recent progress of reinforcement materials: a comprehensive overview of composite materials, *Journal of Materials Research and Technology*, Volume 8, Issue 6, 2019, p. 6354-6374
2. Meltem Altin Karataş, Hasan Gökkaya, A review on machinability of carbon fiber reinforced polymer (CFRP) and glass fiber reinforced polymer (GFRP) composite materials, *Defence Technology*, Volume 14, Issue 4, 2018, p. 318-326
3. Mallick, P.K. (2007). *Fiber-Reinforced Composites: Materials, Manufacturing, and Design*, Third Edition (3rd ed.). CRC Press
4. Guang Liu, Yi Xiong, Limin Zhou, Additive manufacturing of continuous fiber reinforced polymer composites: Design opportunities and novel applications, *Composites Communications*, Volume 27, 2021, 100907.
5. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов, РМРС, 2022
6. <http://www.baltico.eu/home.html>
7. Strand laying process, a modern automated technology for high loaded products - applications and potentials, 6th Symposium on Manufacturing Technology for composite Aircraft Structures, Dr. Dirk Buechler, Baltico GmbH
8. Stolpe, M. Truss optimization with discrete design variables: a critical review. *Struct Multidisc Optim* 53, 349–374 (2016)
9. Kanno Y, Guo X. A mixed integer formulation for robust truss topology optimization with stress constraints. *Int J Numer Methods Eng* 83:1675–1699
10. Rao, R. Jaya: A simple and new optimization algorithm for solving constrained and unconstrained optimization problems. *International Journal of Industrial Engineering Computations* 7 (2016): 19-34.
11. Петров А.А., Морозова Е.А., Соклаков А.В., Суворов В.А. Разработка руководства РС по оценке напряженно-деформированного состояния судовых корпусных конструкций методом конечных элементов, *Научно-технический сборник российского морского регистра судоходства №60-61*, с. 75-83, 2020
12. Hammersley, J. M.; Handscomb, D. C. (1964). *Monte Carlo Methods*
13. Development of a composite hatch cover, D. Mamchits, A. Nemov, A. Karandashev, D. Buechler, R. Vasilyev, M. Ignatiev, *Materials Physics and Mechanics* 45 (2020) 20-30, 2020.
14. Ansys Help 2020R2.

### References

1. Dipen Kumar Rajak, Durgesh D. Pagar, Ravinder Kumar, Catalin I. Pruncu, Recent progress of reinforcement materials: a comprehensive overview of composite materials, *Journal of Materials Research and Technology*, Volume 8, Issue 6, 2019, p. 6354-6374
2. Meltem Altin Karataş, Hasan Gökkaya, Review of machinability of carbon fiber reinforced polymer (CFRP) and glass fiber reinforced polymer (GFRP) composites, *Defense Technology*, Volume 14, Issue 4, 2018, pp. 318-326
3. Mallick, P.K. (2007). *Fiber-Reinforced Composites: Materials, manufacturing, and design*, third edition (3rd ed.). CRC Press.
4. Guang Liu, Yi Xiong, Limin Zhou, Additive manufacturing of continuous fiber reinforced polymer composites: Design capabilities and new applications, *Composites Communications*, Volume 27, 2021, 100907.
5. Regulations on Lifting Devices for Ships, RMRS, 2022.
6. <http://www.baltico.eu/home.html>
7. Strand stacking process, state-of-the-art automated technology for highly stressed products - applications and opportunities, 6th Symposium on Composite Aircraft Structures Manufacturing Technology, Dr. Dirk Buechler, Baltico GmbH
8. Stolpe, M. Optimization of trusses with discrete design variables: a critical review. *Struct Multidisc Optim* 53, 349-374 (2016).
9. Kanno Y, Guo X. A mixed integer formulation for robust truss topology optimization with stress constraints. *Int J Numer Methods Eng* 83:1675-1699
10. Rao, R. Jaya: A simple and novel optimization algorithm for solving constrained and unconstrained optimization problems. *International Journal of Industrial Engineering Computations* 7 (2016): 19-34.
11. Petrov A.A., Morozova E.A., Soklakov A.V., Suvorov V.A. Development of RS guidelines for estimation of stress-strain state of ship hull structures by finite element method, *Scientific and Technical Collection of Russian Maritime Register of Shipping №60-61*, pp. 75-83, 2020
12. Hammersley, J. M.; Handscomb, D. C. (1964). *Monte Carlo methods*.
13. Development of a composite manhole cover, D. Mamchitz, A. Nemov, A. Karandashev, D. Buehler, R. Vasiliev, M. Ignatiev, *Physics and Mechanics of Materials* 45 (2020) 20-30, 2020.
14. Ansys Help 2020R2.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Васильев Роман Викторович** кандидат технических наук, руководитель направления «Композитные материалы» ООО «Троицкий крановый завод», 108828, г. Москва, ппх Минзаг, ул. Солнечная, д. 21; e-mail: justsuorov@gmail.com

**Roman V. Vasiliev**, Ph.D. (Eng), Head of «Composite Materials» Business Unit ООО «Troitsk Crane Plant», 108828, Moscow, ppkh Minzag, 21, Solnechnaya str. e-mail: vassilyev.rv@gmail.com;

**Суворов Владимир Александрович**, аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: vassilyev.rv@gmail.com

**Vladimir A Suvorov**, graduate student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 29, Polytechnicheskaya St., 195251, St. Petersburg, The Russian Federation, e-mail: filatov\_ar@voenmeh.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 02.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 08.09.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 04.10.2023.

Научная статья

УДК 642.044:624.074..4033.5

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.046>

## Напряженное состояние толстостенной полимерной сферической оболочки под внутренним давлением

Фрумен А.И.<sup>1</sup> grossfrum7@mail.ru<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** В работе рассмотрено напряженно-деформированное состояние толстостенной полимерной сферической оболочки, находящейся под внутренним давлением. Отмечается, в связи с нелинейностью задачи, неприменимость «котельных» формул. Получена аппроксимация радиальных перемещений (квадратичный полином) и тангенциальных напряжений (гиперболическая зависимость) в зависимости от отношения толщины оболочки к ее радиусу. Проведены расчеты прочности и устойчивости сферического сосуда диаметром 1.6 метра, находящегося под внутренним давлением. Сравнение полученных результатов по аналитическим зависимостям (объемная задача теории упругости) и численным, выполненным по методу конечного элемента с пятью конечными элементами по толщине в расчетной модели, выявило прекрасную согласованность. Отмечается необходимость при расчете конкретных объектов обращать особое внимание на зоны с концентрацией напряжений. Показана возможность потери устойчивости толстостенной полимерной сферической оболочки, даже находящейся под внутренним давлением.

**Благодарности:** автор статьи выражает благодарность организаторам Всероссийской научно-научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета и Евгении Викторовне Хаддадинза за качественное редактирование статей.

**Ключевые слова:** сферическая оболочка, объемная задача, теория упругости, МКЭ, полимер внутреннее давление.

**Для цитирования:** Фрумен А.И. Напряженное состояние толстостенной полимерной сферической оболочки под внутренним давлением, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 63—67. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.046

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.046>

## Stress state of thick-walled polymer spherical shell under internal pressure

Alexander I. Frumen<sup>1</sup> grossfrum7@mail.ru<sup>1</sup>St. Petersburg State Marine Technical University

**Abstract.** The paper considers the stress-strain state of a thick-walled polymer spherical shell under internal pressure. It is noted, due to the nonlinearity of the problem, the inapplicability of "boiler" formulas. An approximation of radial displacements (quadratic polynomial) and tangential stresses (hyperbolic dependence) depending on the ratio of the thickness of the shell to its radius is obtained. Calculations of the strength and stability of a spherical vessel with a diameter of 1.6 meters, which is under internal pressure, are carried out. Comparison of the results obtained by analytical dependencies (the volumetric problem of the theory of elasticity) and numerical, performed by the finite element method with five finite elements in thickness in the computational model, revealed excellent consistency. It is noted that it is necessary to pay special attention to zones with stress concentration when calculating specific objects. The possibility of loss of stability of a thick-walled polymer spherical shell, even under internal pressure.

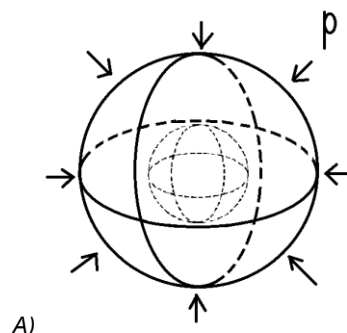
**Keywords:** spherical shell, volumetric problem, elasticity theory, FEM, polymer, internal pressure.

**For citation:** Alexander I. Frumen, Stress state of a thick-walled polymer spherical shell under internal pressure, Marine Intelligent Technologies. 2023. № 4 part 2, P. 63—67. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.046

### Введение

Расчету тонких металлических оболочек посвящено значительное число работ, например, [5-9]. Имеются работы по тонким полимерным оболочкам: [10] и другие. По толстостенным полимерным оболочкам работ существенно меньше.

В работе [1] рассмотрено напряженно-деформированное состояние толстостенной сферической оболочки из оргстекла, нагруженной *внешним* давлением  $p$  (рис. 1А).



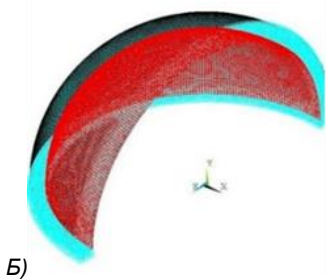


Рис. 1. Сферическая оболочка (А) и ее сегмент (Б), нагруженные наружным и внутренним давлением  $p$  соответственно.

Показано, что в связи с нелинейностью задачи, увеличение толщины не приводит к снижению максимальных напряжений (2) на внутренней поверхности сферы ниже 1.5  $p$ , что необходимо учитывать при их проектировании

$$\sigma_{\theta} = \frac{-p \left(1 + \frac{a^3}{2r^3}\right)}{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^3}; \quad (1)$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{-1.5 p}{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^3}. \quad (2)$$

Здесь наружный радиус обозначен символом  $b$ , а внутренний -  $a$ . Радиус  $r$  меняется от  $a$  до  $b$ , т.е.  $a < r < b$ . Привычные «котельные» формулы ( $\sigma = pr / 2t$  и  $w = pr^2(1-\nu) / 2E$ ) при расчетах напряженно-деформированного состояния толстостенных сферических оболочек могут привести к существенным ошибкам в опасную сторону.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние и устойчивость сферических сосудов из низкомолекулярных полимерных материалов, нагруженных внутренним давлением (рис. 1Б). Расчеты проведены как по аналитическим формулам, так и по методу конечных элементов (МКЭ) [3]. Аналитическая форма является более удобной при проектировании сосудов, а МКЭ – для проверочных расчетов, в том числе на устойчивость.

Дифференциальное уравнение объемного тела в перемещениях при сферической симметрии оболочки и нагрузки [2] имеет вид (3).

$$\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{2w}{r^2} = 0 \quad (3)$$

Его решение находится с помощью замены переменной  $w = dz/dr$ .

Получаем радиальное перемещение оболочки в виде  $w = C_1 r/3 - C_3/r^3$  (4).

Константы  $C_1$  и  $C_3$  находятся из граничных условий:  $\sigma_a = p, \sigma_b = 0$  (5).

Введя обозначение  $\gamma = a/b$ , получаем следующую величину для  $w$ :

$$w = \frac{pR\gamma^3}{E(1-\gamma^3)} \left[ (1-2\nu) + \frac{(1+\nu)b^3}{2R^3} \right] \quad (6a)$$

$$w_{R=a} = \frac{p a \gamma^3}{E(1-\gamma^3)} \left[ (1-2\nu) + \frac{(1+\nu)}{2\gamma^3} \right]$$

$$w_{R=b} = 1,5 \frac{p b \gamma^3}{E(1-\gamma^3)} (1-\nu) \quad (6b)$$

Видно, что при  $\gamma \rightarrow 0$  ( $b \rightarrow \infty$ ) получаем  $w_{R=b} \rightarrow 0, w_{R=a} = \frac{p a (1+\nu)}{2E}$

При  $\gamma \rightarrow 1$  (тонкая оболочка -  $b-a=t$ ), имеем  $w_{R=a} \approx \frac{p a b}{2Et} (1-\nu) \approx w_{R=b}$  (6с)

Из выражений (6) видно, что радиальное перемещение  $w$  существенно зависит от коэффициента Пуассона  $0 < \nu < 0.5$ . Для материалов с  $\nu = 0.31$ :

$$w_{R=a} = \frac{p a \gamma^3}{E(1-\gamma^3)} \left[ 0.38 + \frac{1.31}{2\gamma^3} \right]$$

$$w_{R=b} = 1,035 \frac{p b \gamma^3}{E(1-\gamma^3)} \quad (6d)$$

Выражение для радиальных и окружных напряжений толстостенной сферической оболочки при граничных условиях (5) имеет следующий вид:

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \frac{r^3}{b^3}\right)}{1 - (\gamma)^3} \left(\frac{a}{r}\right)^3, \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{p \left(0.5 + \frac{r^3}{b^3}\right)}{1 - (\gamma)^3} \left(\frac{a}{r}\right)^3;$$

$$\sigma_{\theta a} = \frac{(0.5 + \gamma^3) p}{1 - (\gamma)^3}.$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{1.5 p}{1 - (\gamma)^3} (\gamma)^3;$$

$$\sigma_{ra} = p; \quad \sigma_{rb} = 0 \quad (8)$$

При устремлении внешнего радиуса  $b$  к бесконечности ( $\gamma \rightarrow 0$ ) получаем  $\sigma_{\theta a} = 0.5 p$ , а при  $\gamma \rightarrow 1$

$$\sigma_{\theta} = \frac{pb}{2t},$$

или

$$\sigma_{\theta} = \frac{pa}{2t}, \quad (9)$$

что ближе к величине  $\sigma_{\theta a}$  и для толстостенных оболочек.

Рассмотрим для примера напряженно-деформированное состояние сосуда, когда внутренний радиус  $a = 0.8$  м. Результаты расчета по формулам (6d) и (8) представлены в таблице 1 ниже

Таблица 1

№	t=b-a (м)	$w_{R=a}$ (м)	$w_{R=b}$ (м)	$w$ (м) по (6с)	$\sigma_{\theta a}$	$\sigma_{\theta b}$	$\sigma_{\theta}$ по (9)
1.	0.08	3.025p/E	2.752p/E	3.036p/E	5.032p	4.532p	5p
2.	0.16	2.535p/E	1.364p/E	1.656p/E	2.560p	2.060p	2.5p
3.	0.24	1.216p/E	0.899p/E	1.196p/E	1.753p	1.253p	1.667p

Аппроксимации для коэффициентов у  $w_{R=a}$  и  $\sigma_{\theta a}$  в зависимости от отношения  $x=t/a$  представлена на рисунках.2а и 2б. Видно, что НДС носит нелинейный характер. На внутренней поверхности сферы, где радиус  $r=a$ , имеем максимум.

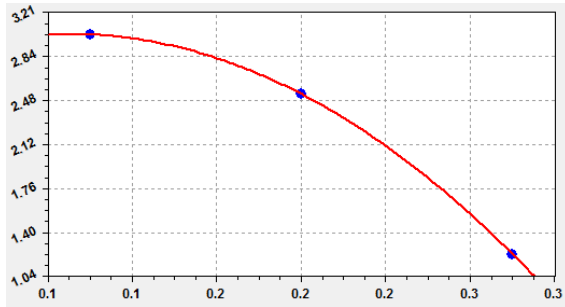


Рис.2а. Квадратичная аппроксимация по коэффициентам у перемещений:  $y=a+bx+cx^2$ , где  $a=2.7$ ;  $b=7.5$ ;  $c=-41.4$

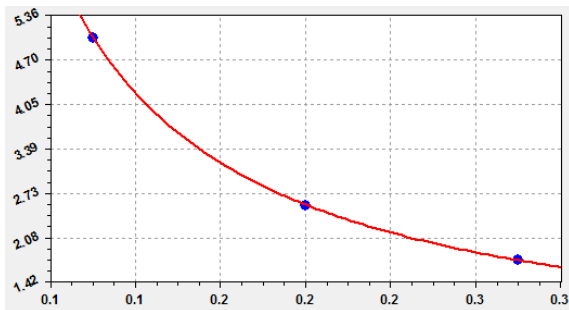


Рис. 2б. Гиперболическая аппроксимация по коэффициентам у напряжений:  $y=a+b/x$ , где  $a=0.104$ ;  $b=0.494$

Полученные результаты прекрасно согласуются с расчетами по методу конечных элементов (МКЭ) [3, 11]. Сопоставление проведено для сферы при  $t=0.08$  м. Модуль упругости  $E=3$  ГПа, внутреннее давление  $p=100$  МПа. Отношение  $p/E = 1/30$ . Расчетная модель (РМ) содержит 39895 конечных элементов (5 по толщине сферы) типа Brick185. Результаты расчета приведены в табл. 2 (строка 2) и на рисунках 3а, 3б и 3с.

Таблица 2

№	Метод	$w_{R=a}$ (м)	$w_{R=b}$ (м)	$\sigma_{\theta a}$ (МПа)	$\sigma_{\theta b}$ (МПа)	$\sigma_{\text{миз}}$ (МПа)
1	Аналитика	0.101	0.092	503.2	453.2	603/453 .2
2	МКЭ	0.101 (Рис. 3а)	0.0916 (Рис. 3а)	503 (Рис. 3б)	452 (Рис. 3б)	593/460 (Рис. 3с)

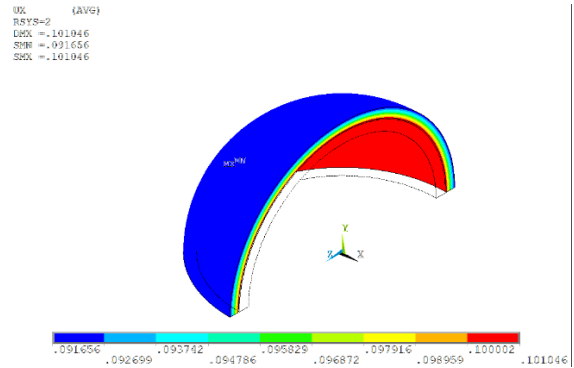


Рис. 3а. Распределение в РМ радиальных перемещений по толщине: от 0.1010 до 0.0916 (м).

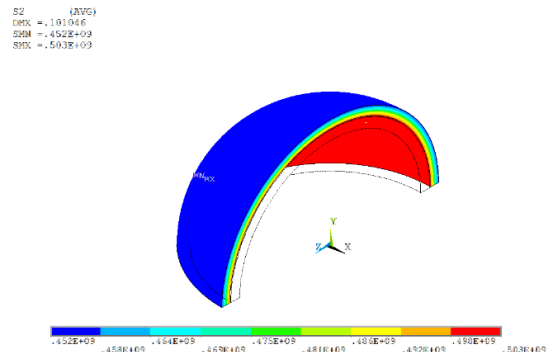


Рис. 3б. Распределение в РМ окружных напряжений по толщине: от 503 до 452 (МПа).

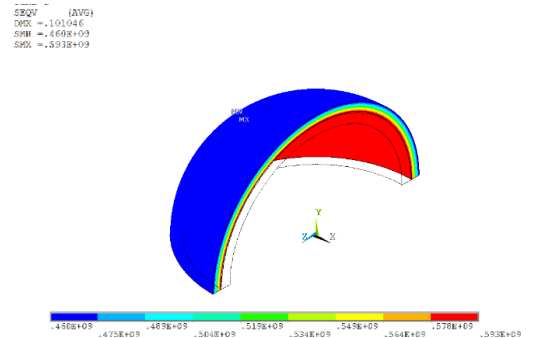


Рис. 3с. Распределение в РМ эквивалентных напряжений: по толщине от 593 до 460 (МПа).



Рис.4. 1-ая форма потери устойчивости от внутреннего давления. Фактор  $\approx 0.33$ .

Реальные конструкции сферических сосудов, как правило, делаются разъемными и имеют подкрепленные отверстия для присоединения к соответствующим системам.

Такие оболочки и их узлы целесообразно рассчитывать по МКЭ. Примером может служить сферический корпус [4]. Его НДС показано на рис. 5.

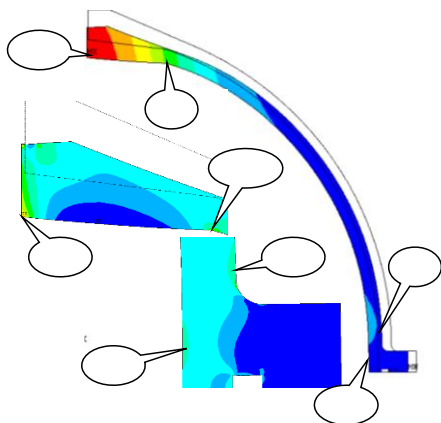


Рис. 5. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в расчетной модели разъемного сферического корпуса специального подводного устройства

Выявлены четыре зоны с повышенным уровнем напряжений. В точках 1, 3, и 4 расчетные напряжения

сжимающие, а в точке 2 – растягивающие. Эти напряжения имеют локальный (а в 4-ой точке и глобальный) максимум.

С точки зрения предельных нагрузок точка 4 является самой опасной. Для уточнения коэффициента запаса прочности (отношения предельного давления к расчетному) необходимо исследовать чувствительность напряженно-деформированного состояния оболочки в нелинейной постановке с учетом возможных отклонений по геометрии и толщинам.

Хотя вопросы устойчивости для толстостенных сферических оболочек не являются определяющими, однако, для оболочек, изготовленных из материалов с малым модулем упругости, требуется также их проверка на устойчивость. Например, оболочка, НДС которой приводится в таблице 2, теряет устойчивость от внутреннего давления при факторе (отношение эйлера давления к расчетному) равного 0.33 (рис. 4).

### Заключение

Полученные в работе формулы и рекомендации позволяют проектировать безопасные в эксплуатации сферические сосуды из полимерных материалов, имеющих низкий модуль упругости. Открывается также возможность создания сосудов с переменной по толщине жесткостью, что улучшит их весогабаритные характеристики.

### Литература

1. А.И. Фрумен, Л.В. Радченко. Определение НДС толстостенной сферической оболочки из оргстекла. Труды ФГУП «Крыловский государственный научный центр», СПб, Спецвыпуск, 1, 2019, с. 120-122, DOI 10.24937/2542-2324-2019-1-S-1-120-122.
2. С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. Теория упругости. Изд. «Наука», 1975.
3. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общ. ред. Д.Г. Красковского. — М.: КомпьютерПресс, 2002. — 224 с
4. Караев Р.Н., Разуваев В.Н., Фрумен А.И. Техника и технология подводного обслуживания морских нефтегазовых сооружений. Учебник для вузов. СПб, МОРИНТЕХ, 2012 22,5 п.л.
5. Морданов С.В. Расчет на прочность общепромышленных сосудов и аппаратов: Учебное пособие / Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2020. — 236 с.:
6. Ю.И. Виноградов, В.П. Георгиевский, МВ. Константинов. Асимптотика Гольденвейзера при расчете на прочность сферического бака Вестник МГУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение» 2015 № 3, 119.
7. Малышевский Ю.В., Матлах А.П., Родионов А.А. Расчет прочности и оптимизация конструкций корпуса подводных лодок: Учеб. пособие / СПбГМТУ. СПб. 2007, – 56 с.
8. Ахмедьянов И.С. Расчет сферических оболочек. Сб. статей «Вопросы прочности элементов авиационных конструкций». Труды КуАИ, вып. 29, Куйбышев, 1967.
9. О.И. Котов, С.А. Родионов, А.И. Фрумен. Разъемные сферические прочные корпуса глубоководных технических средств. Труды региональной НТК с международным участием «Кораблестроительное образование и наука», СПбГМТУ, 2003, с. 336-338.
10. А.И. Фрумен, С.В. Балыкин. Исследование влияния отклонений от правильной формы на прочность и устойчивость сферического сегмента оболочки из оргстекла. Тезисы докладов конференции по строительной механике корабля памяти профессора П.Ф. Папковича. Изд. ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», 2007, стр. 96-97.
11. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Фрумен А.И. Автоматизированные системы расчетов, устойчивости и колебаний в строительной механике корабля: Учеб. Пособие СПб: Изд. Центр СПбГМТУ, 2000, с.123.

### References

1. A.I. Frumen, L.V. Radchenko. Determination of the SSC of a thick-walled spherical plexiglass shell. Proceedings of the Federal State Unitary Enterprise "Krylov State Research Center", St. Petersburg, Special Issue, 1, 2019, pp. 120-122, DOI 10.24937/2542-2324-2019-1-S-1-120-122.
2. S.P. Tymoshenko, J. Goodyer. Theory of elasticity. Ed. "Science", 1975.

3. Basov K.A. ANSYS in Examples and Tasks / Under the general editorship of D.G. Kraskovsky. — M.: ComputerPress, 2002. — 224 с
4. Karaev R.N., Razuvaev V.N., Frumen A.I. Technique and technology of underwater maintenance of offshore oil and gas facilities. Textbook for universities. St. Petersburg, MORINTECH, 2012 22.5 p.l
5. Mordanov S.V. Calculation for the strength of general industrial vessels and devices: Textbook / Yekaterinburg: Ural Publishing House. University, 2020.— 236 p.:
6. Yu.I. Vinogradov, V.P. Georgievsky, MV. Konstantinov. Goldenweiser asymptotics when calculating the strength of a spherical tank Bulletin of Bauman Moscow State University. Ser. "Mechanical Engineering" 2015 No. 3, 119.
7. Malyshevsky Yu.V., Matlakh A.P., Rodionov A.A. Calculation of strength and optimization of submarine hull structures: Textbook. manual / St. Petersburg State Medical Technical University. St. Petersburg, 2007, – 56 p.
8. Akhmedyanov I.S. Calculation of spherical shells. Sat. articles "Issues of strength of elements of aircraft structures". Trudy KuAI, iss. 29, Kuibyshev, 1967.
9. O.I. Kotov, S.A. Rodionov, A.I. Frumen. Detachable spherical durable hulls of deep-sea technical equipment. Proceedings of the regional STC with international participation "Shipbuilding Education and Science", St. Petersburg State Medical Technical University, 2003, pp. 336-338.
10. A.I. Frumen, S.V. Balykin. Investigation of the effect of deviations from the correct shape on the strength and stability of the spherical segment of the plexiglass shell. Abstracts of the conference on structural mechanics of the ship in memory of Professor P.F. Papkovich. Ed. FSUE "Central Research Institute named after acad. A.N. Krylova", 2007, pp. 96-97.
11. Kultsep A.V., Manukhin V.A., Frumen A.I. Automated systems of calculations, stability and vibrations in the structural mechanics of the ship: Textbook. Manual SPb.: Izd. Center of St. Petersburg State Medical Technical University, 2000, p.123.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Фрумен Александр Исаакович** кандидат технических наук, профессор кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, д. 3. E-mail grossfrum7@mail.ru

**Alexander I. Frumen** Ph.D. (Eng), Professor of the Department of Structural Mechanics of the Ship of the St. Petersburg State Institutes of Technical University. 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3. E-mail grossfrum7@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.09.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 04.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2023.

Научная статья

УДК 539.42

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.047>

## Применение численных методов для анализа методики расчета внешней нагрузки при падении вертолета

Коршунов В.А.<sup>1</sup> [vovankorshunov@yandex.ru](mailto:vovankorshunov@yandex.ru), Макаров В.О.<sup>1</sup> [VlaadislavMakarov@yandex.ru](mailto:VlaadislavMakarov@yandex.ru),

Мудрик Р.С.<sup>1</sup> [roman.morning@gmail.com](mailto:roman.morning@gmail.com), Пономарев Д.А.<sup>1</sup> [ponomarev.smk@corp.smtu.ru](mailto:ponomarev.smk@corp.smtu.ru),

Родионов А.А.<sup>1</sup> [rodionovsmk@yandex.ru](mailto:rodionovsmk@yandex.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** В работе рассмотрено аварийное падение вертолёта на палубные конструкции морских объектов с ядерной энергетической установкой. В качестве проектной авария при оценке прочности конструкций объектов принято вертикальное падение вертолета, как наиболее опасное. Расчет параметров удара при падении выполнен с помощью двух процедур: инженерной методики и численных моделей метода конечных элементов. Инженерная методика строится на решении задачи Тейлора об ударе жесткопластического тела о жесткую преграду с учетом распространения в телах ударных волн. Отмечаются основные допущения инженерной методики, которые определяют точность получаемых с ее помощью результатов. Более достоверные результаты анализа получены с помощью метода конечных элементов и явными схемами интегрирования нелинейных уравнений динамики. Использовалась подробная балочно-оболочечная конечно-элементная модель вертолета реальным распределением массовых и жесткостных характеристик фюзеляжа. По двум процедурам получены зависимости от времени скорости движения разрушающегося вертолета, контактной силы удара и потенциальной энергии деформируемых конструкций. Метод конечных элементов дополнительно дал картины деформирования силовых конструкций палубы и фюзеляжа. Результаты работы показали качественную и количественную оценку погрешностей инженерной методики и границы ее применимости.

**Ключевые слова:** вертолет, аварийная прочность, внешняя нагрузка, гидродинамическая теория, ударный фронт, инженерный метод, метод конечных элементов, пластическая деформация, энергоемкость.

**Финансирование:** Исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2023-065 от 13.01.2023

**Для цитирования:** Коршунов В.А., Макаров В.О., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение численных методов для анализа методики расчета внешней нагрузки при падении вертолета, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 68—75. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.047

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.047>

## Application of numerical methods for the analysis of the methodology for calculating external load when a helicopter crashes

Vladimir A. Korshunov<sup>1</sup> [vovankorshunov@yandex.ru](mailto:vovankorshunov@yandex.ru), Vladislav O. Makarov<sup>1</sup> [VlaadislavMakarov@yandex.ru](mailto:VlaadislavMakarov@yandex.ru),

Roman S. Mudrik<sup>1</sup> [roman.morning@gmail.com](mailto:roman.morning@gmail.com), Dmitry A. Ponomarev<sup>1</sup> [ponomarev.smk@corp.smtu.ru](mailto:ponomarev.smk@corp.smtu.ru),

Aleksandr A. Rodionov<sup>1</sup> [rodionovsmk@yandex.ru](mailto:rodionovsmk@yandex.ru)

<sup>1</sup>State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The paper considers helicopter crash on deck structures of a nuclear vessel. The vertical fall of the helicopter as the most dangerous one is accepted as a design accident when evaluating the strength of the structures of the objects. Calculation of crash parameters during the fall is performed using two procedures: engineering methodology and finite element method. The engineering technique is based on the solution of the Taylor problem of the impact of a rigid-plastic body on a rigid barrier, taking into account the propagation of shock waves in the body. The main assumptions of the engineering methodology, which determine the accuracy of the results obtained with its help, are noted. More reliable results of the analysis are obtained using the finite element method and explicit schemes of integration of nonlinear equations of dynamics. A detailed beam-shell finite element model of the helicopter with real distribution of mass and stiffness characteristics of the fuselage was used. Time dependences of the collapsing helicopter velocity, contact impact force and potential energy of deformable structures were obtained by two procedures. The finite element method additionally gave the deformation patterns of the deck and fuselage force structures. The results of work have shown qualitative and quantitative estimation of errors of engineering methodology and limits of its applicability.

**Key words:** helicopter, emergency strength, external load, hydrodynamic theory, shock front, engineering method, finite element method, plastic deformation, energy intensity.

**Financial Support:** The study was done with a support of the state assignment (Theme No. № 075-03-2023-065 dates 13 January 2023).

**For citation:** Vladimir A. Korshunov, Vladislav O. Makarov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of numerical methods for the analysis of the methodology for calculating external load when a helicopter crashes. Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 68—75. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.047

**Введение**

Вертолеты часто используются для доставки оборудования и персонала на суда и морские инженерные сооружения, а также участие в спасательных операциях. Работа вертолета подразумевает гарантированное выполнение полетного задания даже в сложных морских условиях. Данное обстоятельство повышает риск падения вертолета. Поэтому при проектировании вертолетных площадок на судах и морских инженерных сооружениях падение вертолета рассматривается как проектная авария и силовые связи конструкции должны рассчитываться с учетом аварийных нагрузок. Правила Российского морского регистра судоходства регламентируют предельные пластические деформации, остаточные прогибы и параметры динамического отклика конструкции [1].

Наиболее опасным аварийное падение вертолѐта является для объектов, оборудованных ядерной энергетической установкой (ЯЭУ), что может привести к нарушению обеспечения ядерной и радиационной безопасности [2-4]. В настоящей работе в качестве объекта исследования рассматривается плавучий энергоблок (ПЭБ). Данное судно является стоечным и буксируется к месту эксплуатации в готовом виде. Так как ПЭБ используется для энергообеспечения труднодоступных регионов Крайнего Севера, то для выполнения его буксировки используется ледокол. Хотя сам ПЭБ может не обладать вертолѐтной площадкой, однако на борту ледокола предусмотрено базирование вертолетов. В связи с этим должны быть рассмотрены аварийные ситуации, вызванные падением вертолета на ПЭБ при облете ледокола и при заходе на посадку. Наиболее опасным в данной ситуации считается вертикальное падение вертолета на палубу реакторного отсека ПЭБ. Традиционно аварийная прочность палубных конструкций оценивается по инженерной методике, основанной на решении задачи Тейлора [5]. Повысить точность анализа аварийной прочности позволяют современные численные модели, базирующиеся на методе конечных элементов и использующие явные схемы интегрирования в нелинейных динамических задачах.

Целью данной работы является уточнение аварийных нагрузок на палубные конструкции ПЭБ, вызванные падением вертолета, с использованием возможностей современных численных процедур на основе метода конечных элементов, а также оценка допущений традиционных методик аварийной прочности.

**1. Математическая модель определения нагрузки на основе гидродинамической теории**

Анализ нагрузки от падения вертолета на палубные конструкции может быть выполнен в рамках задачи об ударе жесткопластического тела о жесткую преграду, в которой рассматривается распространение волн в телах. Что эквивалентно исследованию сред со свойствами сжимаемых жидкостей, не сопротивляющихся сдвигу и лишенных вязкости. Такие задачи описываются гидродинамической теорией распространения и отражения ударных волн. На рис. 1 показан процесс

отражения ударной волны от жесткой поверхности, для которого уравнения сохранения масс и импульса имеет вид [6]:

-падающая волна:

$$\begin{cases} \rho_0 U_1 = \rho_1 (U_1 - v_1); \\ p_1 = \frac{\rho_0 v_1^2}{1 - \rho_0/\rho_1} = \rho_0 U_1 v_1; \quad p_1 = F < \rho_1 >; \end{cases}$$

-отраженная волна:

$$\begin{cases} \rho_2 U_2 = \rho_1 (U_2 + v_1); \\ p_2 - p_1 = \rho_1 v_1 (U_2 + v_1); \quad p_2 = F < \rho_2 >; \end{cases}$$

(1)

где  $U_1, U_2$  – скорость распространения ударного фронта соответственно у падающей и отраженной волны;  $v_1, v_0$  – скорость частиц материала соответственно в области сжатия и в ненапряженной области;  $\rho_1, \rho_0$  – плотность материала соответственно в области сжатия и в ненапряженной области;  $F < \dots >$  уравнение состояния;  $p_i$  – давление в соответствующих областях (рис. 1).

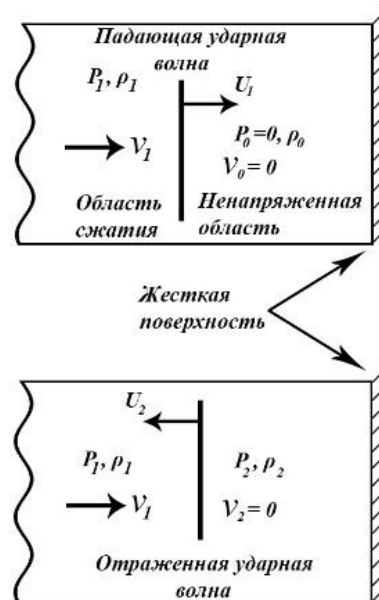


Рис. 1 Отражение плоской нормальной ударной волны от жесткой поверхности [6]

Переходя к жестко-пластической среде конечных размеров, которая в случае падения вертолета может быть описана неоднородным по длине и пластически деформируемым в виде смятия стержнем (рис.2), уравнения сохранения масс и импульса (1) запишутся следующим образом [5-10]:

$$\begin{aligned} A_0 \cdot (v + c_p) &= A_1 \cdot c_p \\ \rho \cdot A_0 \cdot (v + c_p) \cdot v &= \sigma_t \cdot (A_1 - A_0) \end{aligned} \tag{2}$$

учитывая, что  $m_0(x) = \rho \cdot A_0$  и  $m_1(x) = \rho \cdot A_1$  можно записать [7]:

$$\begin{aligned} k_p \cdot m_0(x) \cdot (v + c_p) &= m_1(x) \cdot c_p \\ k_p \cdot m_0(x) \cdot (v + c_p) \cdot v &= \sigma_t \cdot (A_1 - A_0) \end{aligned} \tag{3}$$

где  $c_p$  – скорость распространения волны пластического смятия после удара;  $v$  – переменная скорость движения неразрушенной части фюзеляжа;  $m_0(x)$  и  $A_0 = A_0(x)$  – соответственно погонная масса фюзеляжа и площадь сечений продольных связей в недеформированном состоянии;  $m_1(x)$  и  $A_1 = A_1(x)$  – соответственно погонная масса и площадь сечений

продольных связей после прохождения волны пластического смятия;  $\sigma_t$  – предел текучести (напряжения смятия) материала фюзеляжа;  $k_p$  - редуциционный коэффициент, учитывающий дефект (уменьшение) массы вертолёта после прохождения волн упругих и пластических деформаций, опережающих волну пластического разрушения [7] (в работе принят равным единице). Для получения замкнутой системы к уравнениям (3) необходимо добавить уравнения движения фронта волны пластического смятия и неразрушенной части вертолёта:

- скорость движения фронта пластической волны:

$$\frac{dh}{dt} = c_p$$

- скорость смятия неразрушенной (хвостовой) части вертолёта:

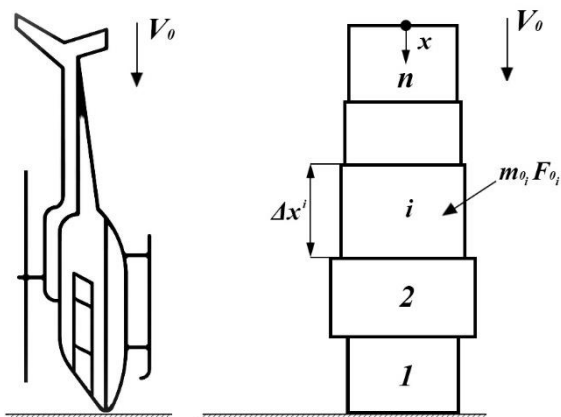
$$\frac{dx}{dt} = -(v + c_p) \quad (4)$$

- замедление неразрушенной части вертолёта:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\sigma_t \cdot A_0}{M(x)}$$

где  $x=x(t)$  – текущая длина неразрушенной части вертолёта, отсчитываемая от его хвоста;  $t$  – время разрушения вертолёта, до координаты  $x$ ;  $h(x)$  – текущая длина разрушенной (смятой) части вертолёта;  $M(x)$  - масса неразрушенной части корпуса вертолёта.

а)



б)

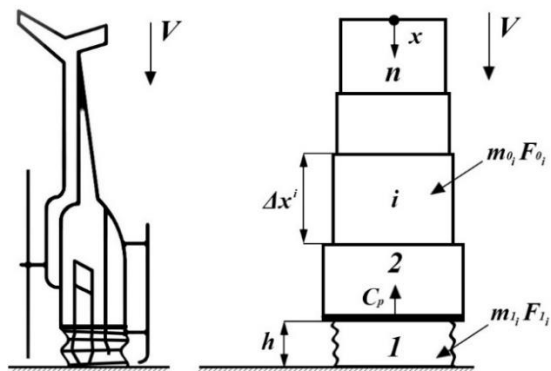


Рис. 2 Гидродинамическая модель удара вертолёта о препятствие: а - до удара; б - после удара

Полагая

$$[m_1(x) - k_p \cdot m_0(x)]/m_1(x) = [A_1(x) - A_0(x)]/A_1(x)$$

уравнения (3) можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \sigma_t \cdot A_0 &= k_p \cdot m_0(x) \cdot c_p \cdot (v + c_p) \\ Q(t) &= \sigma_t \cdot A_1 = k_p \cdot m_0(x) \cdot (v + c_p)^2 \end{aligned} \quad (5)$$

где  $Q(t)$  – искомая кривая нагружения на палубные конструкции. Данная кривая нагружения соответствует падению вертолёта при угле тангажа  $90^\circ$  на жесткую преграду и в большинстве случаев определяет консервативную оценку нагружения конструкций.

Для отыскания кривой нагружения целесообразно использовать численно-аналитический подход [7], в котором используется разбиение фюзеляжа на  $n$  участков длиной  $\Delta x^i$  (где  $i$  - номер участка, отсчитываемый с носа), в пределах каждого участка используются исходные параметры ( $m_0, F_0, \sigma_t$ ), а также значение скорости  $c_p$ , принимается постоянными (рис. 2). Длина и количество участков должно выбираться исходя из распределения массовых и жесткостных характеристик фюзеляжа таким образом, чтобы их изменение на длине участка было незначительным. Пошаговая процедура решения по данному подходу имеет следующий алгоритм:

1) Для  $i$ -го участка из первого уравнения (5) определяется скорость  $c_{pi}$

$$c_{pi} = \sqrt{\frac{k_p^2 \cdot m_0^2 \cdot v_1^2 + 4 \cdot k_p \cdot m_0 \cdot A_0 \cdot \sigma_t - k_p \cdot m_0 \cdot v_1}{2 \cdot k_p \cdot m_0}}$$

где  $v_1 = V_0$  – начальная скорость удара;

2) Из второго уравнения (4) определяется время прохождения  $i$ -го участка:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta x^i}{-(v_i + c_{pi})}$$

где  $\Delta x^i < 0$ ;

3) Из третьего уравнения (4) определяется изменение скорости при прохождении  $i$ -го участка:

$$\Delta v_i = -\Delta t_i \cdot \frac{\sigma_t \cdot A_{0i}}{M_i}$$

4) Из первого уравнения (4) определяется длина деформированной части фюзеляжа:

$$h_i = c_{pi} \cdot \Delta t_i + h_{i-1}$$

где  $h_0 = 0$ ;

5) Из второго уравнения (5) определяется нагрузка при деформировании  $i$ -го участка:

$$Q_i = k_p \cdot m_{0i} \cdot (v_i + c_{pi})^2$$

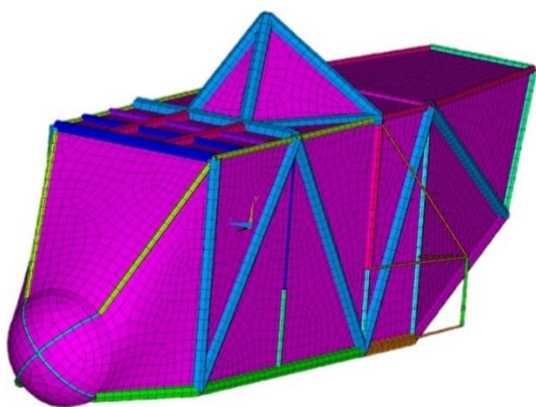
В рассмотренном численно-аналитическом подходе можно выделить основные допущение влияющие на кривую нагружения:

- используется жесткопластическая модели материала;
- не учитывается радиальная инерция деформаций;
- замедление происходит с постоянным ускорением;
- площадь несущих связей равномерна по сечению;
- препятствие считается абсолютно-жестким.

## 2. Особенности разработки конечно-элементной модели вертолета

Для построения конечно-элементной модели вертолета использовалась балочно-пластинчатая идеализация, где для моделирования обшивки применялся оболочечный конечный элемент, а силовой набор моделировался балочными элементами с характерной площадью сечения и моментом инерции (рис. 3) Размеры элементов определялись в соответствии с рекомендациями, обозначенными в [11, 12]. Дополнительные массы двигателя и груза учитывались точечными массами, расположенными в соответствующих центрах тяжести.

а)



б)

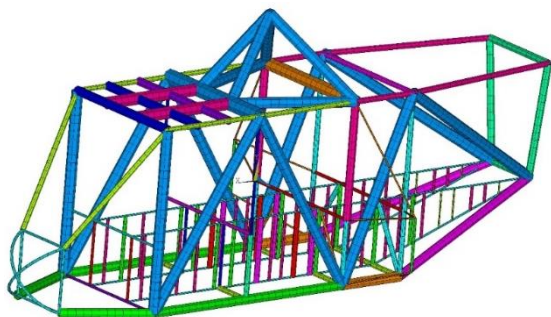


Рис. 3 Конечно-элементная модель вертолета: а - наружная обшивка; б - силовой набор

Основным материалом конструкций фюзеляжа является алюминиевый сплав, для моделирования которого определена билинейная диаграмма деформирования с пределом текучести 240 МПа. Учет контактного взаимодействия конструкций при столкновении выполнялся с помощью алгоритмов на основе штрафных функций.

Конечно-элементная модель перекрытия представляла собой настил из оболочечных элементов и силовой набор из балочных. Все конструктивные элементы выполнены из стали с пределом текучести 390 МПа.

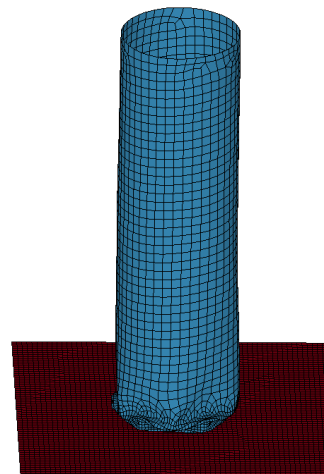
Столкновение вертолета с преградой - быстропротекающий высоконелинейный процесс, для анализа которого требуется использовать явные схемы интегрирования уравнений движения, обладающих повышенной устойчивостью решения. Главным недостатком явных схем является необходимость задания достаточно малого шага

интегрирования по времени, что делает решение задачи весьма ресурсоемким.

## 3. Результаты расчетного анализа столкновения

Для проверки достоверности математических моделей, расчету столкновения модели вертолета предшествовал анализ ударного взаимодействия с жесткой преградой упрощенных цилиндрических моделей с равномерным распределением площади сечения и массы, который показал хорошее согласование численного расчета и схемы Тейлора на основе гидродинамической теории (рис. 4).

а)



б)

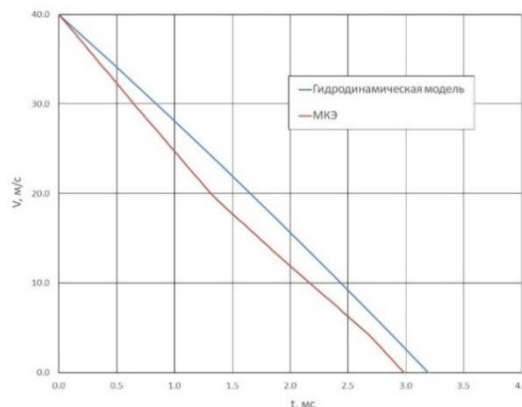
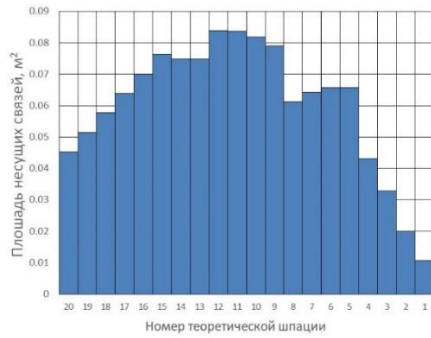


Рис. 4 Анализ ударного поведения цилиндрической оболочки по различным подходам: а - форма деформирования по МКЭ; б - кривые изменения скорости

Полученные здесь кривые уменьшения скорости подтверждают допущение о постоянстве замедления конструкции.

Для расчета реальной конструкции по гидродинамической теории, параметры вертолета определялись эпюрами распределения массовых и геометрических характеристик по длине фюзеляжа, который условно разбивался на 20 теоретических шпаций (рис. 5). Начальная скорость падения вертолета составляла 40 м/с.

а)



б)

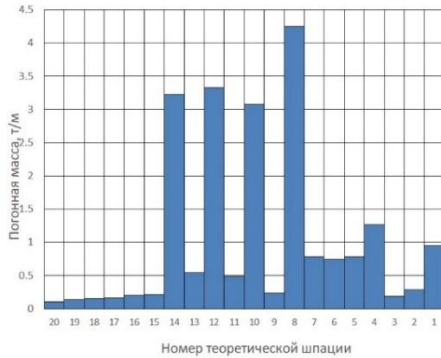


Рис. 5 Параметры гидродинамической модели вертолета: а – распределение площадей несущих связей по длине фюзеляжа; б – распределение погонной массы по длине фюзеляжа

Для конечно-элементного моделирования удара рассмотрено две постановки задачи: столкновение с абсолютно-жестким перекрытием и столкновение с деформируемым (податливым) перекрытием. Результаты расчета отклика конструкции вертолета на ударное воздействие по двум постановкам в виде зависимостей от времени скорости, нагрузки и поглощенной энергии приведены на рис. 6-8. Формы деформирования конструкций показаны на рис. 9.

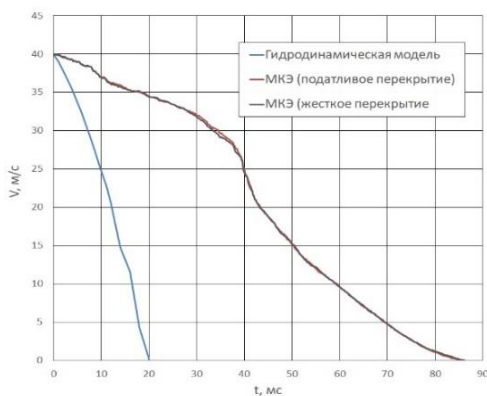


Рис. 6 Изменение скорости вертолета при ударе для различных подходов

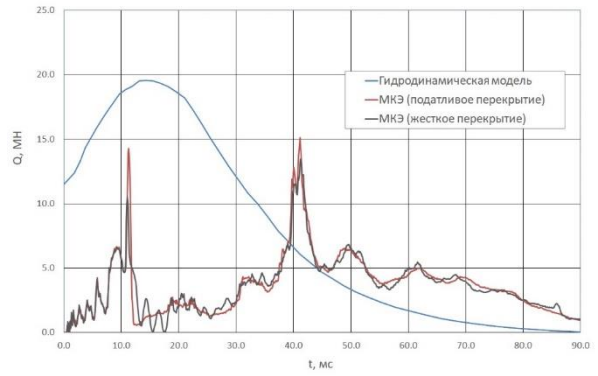


Рис. 7 Кривые нагружения для различных подходов

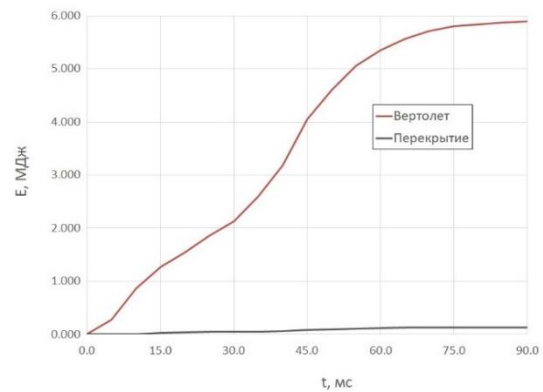
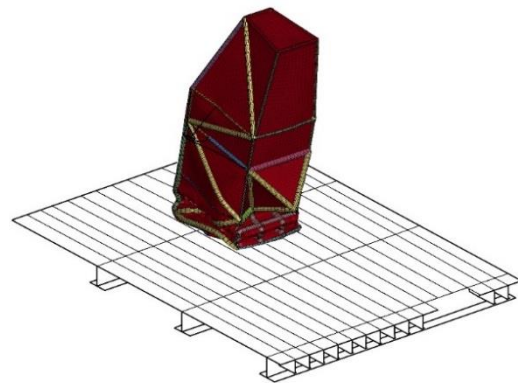


Рис. 8 Энергоемкость конструкций при расчете по МКЭ

а)



б)

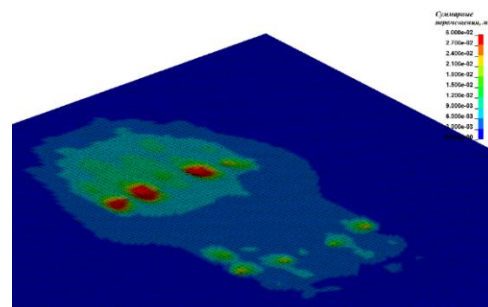


Рис. 9 Формы деформирования конструкций: а – деформация фюзеляжа; б – поля остаточных перемещений перекрытия

Полученная кривая изменения скорости для конструкции вертолета имеет более выраженный нелинейный характер, однако в первом приближении может быть аппроксимированная прямой, что подтверждает применение гипотезы о постоянстве замедления для сложных моделей. Кривая нагружения численной модели имеет два ярко выраженных экстремума, данный характер кривой

определяется резким изменением геометрии фюзеляжа при переходе к прямолинейным обводам, здесь первый пик соответствует деформации носовой части, а второй началу смятия средней части фюзеляжа.

Экстремальные значения параметров столкновения, полученные по различным подходам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчетного анализа

Тип модели	Время, при котором скорость падения обращается в ноль, мс	Максимальное значение нагрузки, МН	Энергоемкость, МДж	
			Вертолет	Перекрытие
Гидродинамическая	19	19.56	-	-
МКЭ	85	15.1	5.9	0.14

Поученные экстремальные значения нагрузки показывают консервативность упрощенного подхода, где пиковое значение больше на 29%. Время процесса ударного взаимодействия в численном решении в 4.5 раза больше, что можно объяснить допущениями теории. Форма деформирования фюзеляжа вертолета в численной модели (см.рис.9-а) в целом соответствует допущениям инженерного подхода. Картина остаточных деформаций перекрытия представляет собой совокупность локальных пятен от контактного взаимодействия с более жесткими силовыми связями фюзеляжа, которые в данном случае моделировались балочными конечными элементами (см.рис.9-б). Метод конечных элементов позволяет поднять точность определения контактных давлений в зоне удара за счет более детального моделирования силовых связей фюзеляжа вертолета с помощью оболочечных конечных элементов.

Мерой оценки аварийной прочности перекрытия в инженерной методике является величина среднего давления, определяемого по зависимости:

$$p = \frac{Q}{S} \quad (6)$$

где S – площадь поперечного сечения фюзеляжа.

И как видно из произведенного исследования такая оценка является весьма приближенной.

Численная модель метода конечных элементов позволила исследовать распределение энергии удара между деформируемыми конструкциями вертолета и палубы. В рассматриваемом случае установлено, что 97,7% общей энергии поглощается разрушаемой конструкцией вертолета и только 2,3% энергии приходится на деформирование перекрытия.

### Заключение

Проектирование судов с ядерными энергетическими установка требует учета аварийных ситуаций, в частности падение вертолета на верхнюю палубу, с целью обеспечения радиационной безопасности. Задача по определению объемов разрушения корабельных конструкций в этих случаях

сводится к анализу быстропротекающих процессов нелинейного деформирования и разрушения конструкций. Решение подобных задач в настоящее время возможно с помощью высокоточных численных моделей, применение которых к рассматриваемой проблеме носит исследовательский характер. В практическом проектировании используется инженерная методика, основанная на решении задачи Тейлора об ударе жестко-пластической конструкции о жесткую преграду с анализом распространения и отражения ударных волн.

В работе численные модели, реализованные с помощью метода конечных элементов с явным интегрированием нелинейной динамической задачи, использованы для оценки допущений инженерной методики. В результате решения задачи с помощью МКЭ о вертикальном падении вертолета на верхнюю палубу плавучего энергоблока построены зависимости от времени скорости движения разрушающегося вертолета, контактной силы удара, энергий удара, поглощаемых деформированием фюзеляжа вертолета и конструкцией палубы энергоблока. Получены подробные картины деформирования силовых конструкций палубы и фюзеляжа.

Сопоставление результатов с данными по инженерной методике показало, что интегральные параметры аварийной ситуации, определенные по методике, несколько выше, чем по МКЭ, но в целом весьма адекватно описывают аварийную ситуацию. Её ошибки в безопасную сторону не превосходят 30%.

В результате проведенного исследования продемонстрирована возможность применения гидродинамической теории в качестве инженерного подхода к расчету внешних нагрузок при анализе процесса столкновения летящих объектов с конструкциями инженерных сооружений, при этом большинство допущений подтверждается численным моделированием.

### Литература

1. Правила классификационных освидетельствований судов. – Российский морской регистр судоходства, 2014.
2. Правила классификации и постройки атомных судов и плавучих сооружений. – Российский морской регистр судоходства, 2018.
3. Кудинович И.В. Обоснование ядерной и радиационной безопасности атомного судна при внешних воздействиях «Труды Крыловского государственного научного центра», выпуск №387, Санкт-Петербург, 2019 г., стр. 131-142.
4. Волков Н. Н., Кодацкий С. Б. Конструктивные особенности атомных судов. – Л.: Судостроение, 1971. – 248 с.
5. G. Taylor: The Use of Flat-Ended Projectiles for Determining Dynamic Yield Stress. I. Theoretical Considerations.
6. Гольдсмит В. Удар : Теория и физ. свойства соударяемых тел / Пер. с англ. М.С. Лужиной и О.В. Лузина. - Москва : Стройиздат, 1965. - 448 стр.
7. Дульнев А.И. Прочность и сотрясения судовых конструкций в условиях аварийного падения вертолета на палубу «Труды Крыловского государственного научного центра», выпуск №21(305), Санкт-Петербург, 2005 г., стр. 84-100.
8. Зукас Дж. А., Николас Т., Свифт Х.Ф. и др. Динамика удара: Пер. с англ. под ред. д.ф-м.н. С. С. Григоряна. – Москва: Мир, 1985. - 296с., ил.
9. Бирбаев А.Н., Шульман С.Г. Прочность и надежность конструкций АЭС при особых динамических воздействиях. М.: Энергоатомиздат, 1989.
10. Родионов А.А., Карпенко Е.А. (2020) Исследование динамического процесса удара круговых цилиндров об абсолютно жесткую преграду. Морские интеллектуальные технологии, № 4(50), Т.3, С.11 – 17.
11. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение численных методов для анализа методики проектирования защитных конструкций судов с ядерными энергетическими установками, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 39—46.
12. Коршунов В. А., Кудинович И. В., Родионов А. А. и др. Анализ безопасности модернизированного плавучего энергоблока при столкновениях // Арктика: экология и экономика. — 2023. — Т. 13, № 2. — С. 211—222.

### References

1. Pravila klassifikatsionnykh osvidetel'stvovaniy sudov. – Rossijskij morskoy registr sudohodstva, 2014.
2. Pravila klassifikatsii i postrojki atomnykh sudov i plavuchih sooruzhenij. – Rossijskij morskoy registr sudohodstva, 2018.
3. Kudinovich I.V. Obosnovanie yadernoj i radiacionnoj bezopasnosti atomnogo sudna pri vneshnih vozdeystviyah «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra», vypusk №387, Sankt-Peterburg, 2019 g., s. 131-142.
4. Volkov N. N., Kodackij S. B. Konstruktivnye osobennosti atomnykh sudov. – L.: Sudostroenie, 1971. – 248 s.
5. G. Taylor: The Use of Flat-Ended Projectiles for Determining Dynamic Yield Stress. I. Theoretical Considerations.
6. Gol'dsmit V. Udar : Teoriya i fiz. svoystva soudaryaemykh tel / Per. s angl. M.S. Luzhinoj i O.V. Luzhina. - Moskva : Strojizdat, 1965. - 448 s.
7. Dul'nev A.I. Prochnost' i sotryaseniya sudovykh konstrukcij v usloviyah avarijnogo padeniya vertolet na palubu «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra», vypusk №21(305), Sankt- Peterburg, 2005 g., s. 84-100.
8. Zukas Dzh. A., Nikolas T., Svift H.F. i dr. Dinamika udara: Per. s angl. pod red. d.f-m.n. S. S. Grigoryana. – Moskva: Mir, 1985. - 296s., il.
9. Birbaev A.N., Shul'man S.G. Prochnost' i nadezhnost' konstrukcij AES pri osobykh dinamicheskikh vozdeystviyah. M.: Energoatomizdat, 1989.
10. Rodionov A.A., Karpenko E.A. (2020) Issledovanie dinamicheskogo processa udara krugovykh cilindrov ob absolyutno zhestkuyu pregradu. Morskie intellektual'nye tekhnologii, № 4(50), T.3, S.11 – 17.
11. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Primenenie chislennykh metodov dlya analiza metodiki proektirovaniya zashchitnykh konstrukcij sudov s yadernymi energeticheskimi ustanovkami, Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2023. № 3 chast' 2, S. 39—46.
12. Korshunov V. A., Kudinovich I. V., Rodionov A. A. i dr. Analiz bezopasnosti modernizirovannogo plavuchego energobloka pri stolknoveniyah // Arktika: ekologiya i ekonomika. — 2023. — T. 13, № 2. — S. 211—222.

### Конфликт интересов

Не указан.

### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

### Conflict of Interest

None declared.

### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Коршунов Владимир Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

**Vladimir A. Korshunov**, Ph.D. (Eng), Associate professor at the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

**Макаров Владислав Олегович**, магистрант кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: VlaadislavMakarov@yandex.ru

**Vladislav O. Makarov** master's student of the Department of Ship Construction Mechanics, Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: VlaadislavMakarov@yandex.ru

**Мудрик Роман Сергеевич**, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Roman S. Mudrik**, graduate student of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Пономарев Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Dmitry A. Ponomarev**, Ph.D (Eng), associate professor of department of ship mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Родионов Александр Александрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

**Aleksandr A. Rodionov**, Dr.Sci.(Eng), Professor, the head of the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 31.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 15.11.2023.

Научная статья

УДК 539.4, 004.04

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.048>

## Применение нейросетевого метода к определению физико-механических свойств композитных материалов

Коршунов В.А.<sup>1</sup> korshunov@corp.smtu.ru, Кузнецова В.Н.<sup>1</sup> lada.smith@ya.ru,  
Мудрик Р.С.<sup>1</sup> roman.morning@gmail.com, Пономарев Д.А.<sup>1</sup> ponomarev.smk@corp.smtu.ru,  
Родионов А.А.<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Рассматриваются процедуры понижения размерности задачи определения упругих характеристик композитных материалов различной структуры. В качестве исходного варианта принят полный метод расчета, базирующийся на использовании модели представительного элемента объема (ПЭО-модели). Расчет параметров напряженно-деформированного состояния и определение упругих характеристик ПЭО-модели реализованы с помощью метода конечных элементов. Отмечены особенности создания ПЭО-модели и задания граничных условий, определяющих периодичность структуры композиционного материала. Рассмотрены варианты ПЭО-моделей для материала с волокнистой структурой и с дискретными включениями. Представлен алгоритм получения упругих параметров материала и дана оценка временных затрат на его реализацию. Редуцирование размерности задачи выполнено с помощью нейросетевых моделей путем построения нейронной регрессионной сети ПЭО. Для реализации нейронной сети собрана обучающая выборка путем решения большого количества тестовых задач с использованием полного метода. Обучение сети проведено на основе алгоритма оптимизации, реализованного на языке Python. Для каждого из рассмотренных вариантов ПЭО-модели определены весовые коэффициенты. Выполнена оценка погрешности нейронной сети.

**Ключевые слова:** композитный материал, ПЭО-модель, метод конечных элементов, понижение размерности, анализ данных, корреляционный анализ, нейронная сеть, периодические граничные условия

**Финансирование:** Финансирование: Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках реализации программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030» № 075-15-2023-235 от 15.02.2023.

**Для цитирования:** Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение нейросетевого метода к определению физико-механических свойств композитных материалов. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 76—83. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.048

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.048>

## Application of the neural network method to determination of the physical and mechanical properties of composite materials

Vladimir A. Korshunov<sup>1</sup> korshunov@corp.smtu.ru, Vladislava N. Kuznetsova<sup>1</sup> lada.smith@ya.ru,  
Roman S. Mudrik<sup>1</sup> roman.morning@gmail.com, Dmitry A. Ponomarev<sup>1</sup> ponomarev.smk@corp.smtu.ru,  
Alexander A. Rodionov<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The procedures for reducing the dimensionality of the problem of determining the elastic characteristics of composite materials of various structures are considered. A complete calculation method based on the usage of a representative volume element model (RVE-model) was adopted as an initial variant. Calculation of the parameters of the stress-strain state and determination of the elastic characteristics of the RVE model are implemented using the finite element method. The features of creating a RVE model and setting boundary conditions that determine the periodicity of the composite material structure are noted. Variants of RVE models for a material with a fibrous structure and with discrete inclusions are considered. An algorithm for obtaining elastic parameters of the material is presented and an estimate of the time spent on its implementation is given. Reducing the dimension of the problem was performed using neural network models by constructing a neural regression network of RVE. To implement a neural network, a training sample was collected by solving a large number of test problems using the full method. The training of the network was carried out on the basis of an optimization algorithm implemented in Python. Weight coefficients are determined for each of the considered variants of the RVE model. The estimation of the error of the neural network is performed.

**Keywords:** composite material, RVE model, finite element method, dimension reduction, data analysis, correlation analysis, neural network, periodic boundary conditions

**Financial Support:** The research was carried out with the financial support of the Russian Ministry of Education and Science as part of the implementation of the strategic academic leadership program “Priority-2030” No. 075-15-2023-235 dated 02.15.2023.

**For citation:** Vladimir A. Korshunov, Vladislava N. Kuznetsova, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of the neural network method to the determination of the physical and mechanical properties

### Введение

В последние полвека в различных областях техники происходит быстрый рост производства изделий из искусственных композитов на основе высокопрочных волокон и различных полимерных матриц. Волокно обеспечивает прочность и жесткость, а матрица придает материалу вязкость при разрушении и снижает концентрацию напряжений вблизи повреждаемых волокон. Воплощение экономического потенциала от применения волокнистых композитов требует тщательной проектно-технологической проработки с целью эффективной реализации физических и механических характеристик [1]. Для корректной оценки напряженно-деформированного состояния сред со сложной структурой следует использовать иерархические модели на разных уровнях: микроуровне, макроуровне, уровне ламината (пакета макрослоев) и уровне изделия. Громоздкие расчеты на уровне изделия или конструкции выполняются в рамках механики сплошной среды с учетом допущений об идеальной упругости, линейной зависимостью между напряжениями и деформациями и достаточной жесткостью (малостью перемещений) [2, 3].

Неоднородность свойств материала в различных направлениях чаще всего описывается ортотропной моделью упругой симметрии, в которой количество независимых упругих постоянных равно 9. Переход от многообразия свойств микроуровня до ортотропной модели реализуется путем гомогенизации [4].

Для определения упругих характеристик - инженерных констант - волокнистых композитов предложено большое количество аналитических моделей микромеханики [5], среди которых широкое распространение получили Правило смеси (Rule of Mixtures), модели Чамиса (Chamis model), Халпин Цзя (Halpin-Tsai model), Мостовая модель (Bridge model) [6]. В последнее время для определения физико-механических свойств композитных материалов широко стал применяться метод конечных элементов (МКЭ). МКЭ оказался эффективным инструментом и для прогнозирования макроскопических свойств как линейных, так и нел

инейных композитных материалов, армированных частицами различной формы. Применение МКЭ к определению упругих постоянных композитных материалов основано на использовании представительного элемента объема (ПЭО). В ряде случаев это приводит к обработке матриц высокого порядка и значительным объемам вычислений. Ускорение вычислительного процесса возможно с помощью процедур редуцирования задачи. Одним из возможных вариантов является применение перспективных нейросетевых моделей анализа данных [7, 8].

В настоящей работе для расчета упругих характеристик композитного материала, использованы нейросетевые модели путем построения нейронной регрессионной сети ПЭО.

### 1. Нейронная регрессионная сеть

Нейрон - это вычислительная единица, которая получает информацию, производит над ней простые вычисления и передает ее дальше. Он состоит из четырех основных элементов, рис.1:

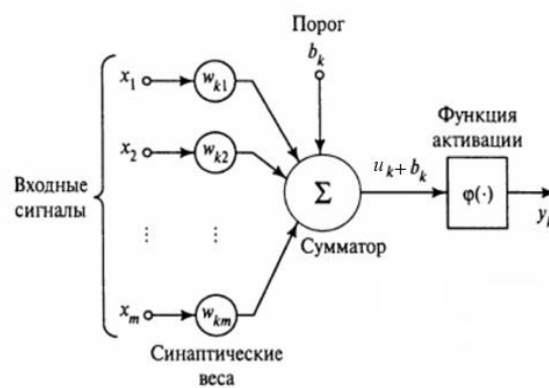
1. Набор синапсов (связей между нейронами), каждый из которых хранит в себе один параметр - вес ( $w$ ), благодаря которому входная информация изменяется при передаче от одного нейрона к другому, таким образом в процессе обучения модель подбирает весовые коэффициенты увеличивая или уменьшая значимость различных входных параметров;

2. Сумматор ( $\Sigma$ ) - складывает взвешенные входные сигналы;

3. Функция активации ( $\varphi$ ) - ограничивает амплитуду входного сигнала;

Порог ( $b_k$ ) - отражает увеличение или уменьшение входного сигнала, подаваемого на функцию активации.

а)



б)

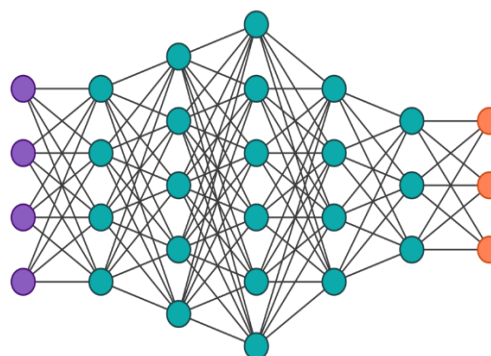


Рис.1. Структура нейронной сети:

а) отдельный нейрон;

б) объединение нейронов в сеть, цветом обозначены слои:

входной – фиолетовым, скрытые – зеленым, выходной – оранжевым

Математически работа k-го нейрона описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} u_k = \sum_{j=1}^m w_{kj}x_j, \\ y_k = \varphi(u_k + b_k) \end{cases} \quad (1)$$

где  $u_k$  - линейная комбинация входных воздействий;  $x_1, x_2, \dots, x_m$  - входные сигналы;  $w_{k1}, w_{k2}, \dots, w_{km}$  - синаптические веса;  $y_k$  - выходной сигнал, являющийся входящим для следующего слоя нейронов.

Функции активации используются в нейронных сетях для преобразования входных данных перед передачей их на следующий слой нейронной сети. Они определяют нелинейность модели, что позволяет ей обучаться и решать более сложные задачи. Наиболее распространенными функциями являются сигмоида, гиперболический тангенс, линейный выпрямитель (ReLU) и софтмакс [9]. В данной работе использовался ReLU.

Обучение нейросетевой модели состоит из задаваемого количества итераций. Внутри каждой из них проходит несколько этапов:

1. Прямое распространение: данные подаются на вход нейронной сети, пройдут через все слои и выйдут на последнем слое в виде выходных данных.

2. Расчет ошибки: сравнивается выход модели с ожидаемым результатом. Ошибка вычисляется с помощью функции потерь.

3. Обратное распространение: ошибка распространяется обратно по сети, и веса каждого нейрона корректируются с помощью стохастического градиентного спуска.

На каждой эпохе (итерации) алгоритма обратного распространения весовые коэффициенты нейронной сети модифицируются так, чтобы улучшить решение одного примера. Таким образом, в процессе обучения циклически решаются однокритериальные задачи оптимизации [10, 11].

При решении задач прогноза для оценки его точности используют различные метрики (ошибки) [11]. В работе приняты метрики по максимальной (MAX) и средней (MAE) ошибки, выраженные в процентах:

$$MAX(y, \hat{y}) = \max \left( \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \right) \cdot 100\%, \quad (2)$$

$$MAE(y, \hat{y}) = \frac{100}{n_{samples}} \sum_{i=0}^{n_{samples}-1} \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \quad (3)$$

где  $y$  - реальное значение,  $\hat{y}$  - предсказанное;

## 2. Представительные элементы объема

Метод ПЭО [12] представляет собой метод численного моделирования механического поведения композитных материалов. Он используется для изучения свойств композитов на уровне микроструктуры, где материал состоит из отдельных элементов: волокон, матрицы, включений и др. ПЭО можно представить как наименьший элемент объема материала, являющийся достаточно точной моделью, такой что его дублирование с достаточной точностью представляет материал в большем масштабе, рис.2.

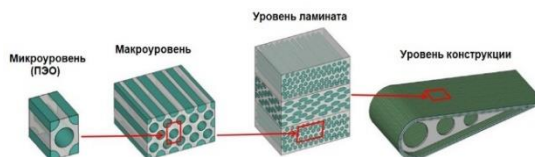


Рис. 2. Композитный материал на различных уровнях [19]

Эти модели позволяют прогнозировать поведение материала с точки зрения его конструкции и процесса изготовления, что позволяет оптимизировать его свойства при проектировании конструкций.

Процесс построения ПЭО-модели включает в себя следующие этапы:

1. Извлечение репрезентативного образца композита из материала для анализа и измерения его характеристик (геометрических, физических и механических).

2. Генерация виртуальной ПЭО-модели на основе данных измерений, используя программное обеспечение для моделирования.

3. Расчет механических свойств ПЭО-модели, включая прочность, упругость и деформируемость, с использованием численных методов.

4. При необходимости подбор оптимальных материалов для составляющих компонент.

Расчет модели состоит в определении девяти характеристик ортотропного материала ( $E_1, E_2, E_3, G_{12}, G_{13}, G_{23}, \mu_{12}, \mu_{13}, \mu_{23}$ ) по имеющимся свойствам компонент (модуль Юнга и коэффициент Пуассона матрицы и волокна, высота ячейки и коэффициент армирования). Характеристики вычисляются с помощью приложения различных видов перемещений на грани объемного элемента, рис. 3. Для точного получения искомых параметров на ячейку должны быть наложены периодические граничные условия [13]. В этом случае поле перемещений на гранях может быть выражено как:

$$u_i(x_1, x_2, x_3) = \bar{\epsilon}_{ik}x_k + u_i^*(x_1, x_2, x_3), \quad (4)$$

где  $\bar{\epsilon}_{ik}$  - тензор средней деформации периодической структуры,  $u_i(x_1, x_2, x_3)$  - линейное распределенное поле перемещений,  $u_i^*(x_1, x_2, x_3)$  - периодическая функция от одного ПЭО к другому.

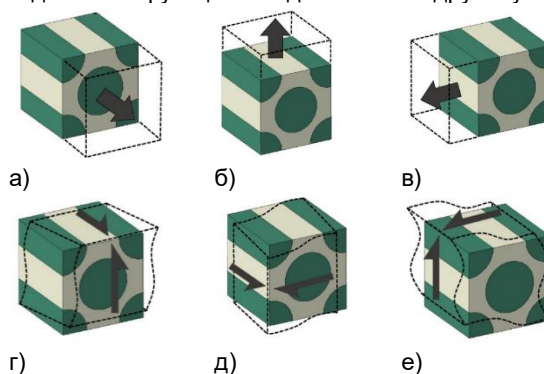


Рис. 3. Задаваемые перемещения для определения упругих параметров: а)  $E_1, \mu_{12}, \mu_{23}$ ; б)  $E_2, \mu_{21}, \mu_{23}$ ; в)  $E_3, \mu_{31}, \mu_{32}$ ; г)  $G_{12}$ ; д)  $G_{13}$ ; е)  $G_{23}$  [19]

Поскольку периодический массив ПЭО представляет собой непрерывное физическое тело, то и на границах соседних элементов должны соблюдаться два условия периодичности:

- Перемещения должны быть непрерывными, т.е. соседние элементы не могут быть разделены или перекрывать друг друга на границах после деформации;

- Распределение сил на противоположных параллельных границах ПЭО должны быть одинаковыми.

Из-за того, что граничные поверхности элемента являются параллельными парами, смещения на них могут быть записаны как:

$$u_i^{j+} = \bar{\varepsilon}_{ik} x_k^{j+} + u_i^* \quad (5)$$

$$u_i^{j-} = \bar{\varepsilon}_{ik} x_k^{j-} + u_i^* \quad (6)$$

Следует отметить, что  $u_i^*(x_1, x_2, x_3)$  одинакова на двух параллельных граничных поверхностях, поэтому разница между двумя вышеприведенными уравнениями:

$$u_i^{j+} - u_i^{j-} = \bar{\varepsilon}_{ik}(x_k^{j+} - x_k^{j-}) = \bar{\varepsilon}_{ik} \Delta x_k^j \quad (7)$$

А так как  $\Delta x_k^j = const$  для каждой пары граничных областей, то при заданном  $\bar{\varepsilon}_{ik}$  правая часть становится постоянной. И такие уравнения могут быть применены для анализа по МКЭ в качестве ограничения на узловые перемещения.

При заданных граничных условиях для каждого вида деформации решается задача теории упругости и определяются коэффициенты матрицы жесткости [14]. В результате обращения последней получают матрицу податливости  $S$ , откуда вычисляют все девять упругих параметров композитного материала:

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{1}{S_{11}} & E_2 &= \frac{1}{S_{22}} & E_3 &= \frac{1}{S_{33}} \\ \mu_{12} &= \frac{S_{12}}{S_{11}} & \mu_{13} &= \frac{S_{13}}{S_{11}} & \mu_{23} &= \frac{S_{23}}{S_{22}} \\ G_{12} &= \frac{1}{S_{44}} & G_{13} &= \frac{1}{S_{55}} & G_{23} &= \frac{1}{S_{66}} \end{aligned} \quad (9)$$

### 3. Подготовка данных для обучения

В работе обучение нейросетевой модели для определения упругих характеристик композитного материала выполнено для шести вариантов ПЭО ячеек, рис 4. Для корректной работы модели необходимо достаточно примеров решения задачи. Здесь для каждой из упругих характеристик были выбраны четыре значения, табл. 1. Комбинация этих значений дала 4096 вариантов начальных условий. Каждый такой набор анализировался с помощью конечно-элементного программного комплекса для определения характеристик материала (9) для всех видов рассмотренных ячеек. В итоге было подсчитано 24 576 примеров, которых оказалось

достаточно для обучения нейронной сети. В среднем, расчет одного примера занимал 50 сек., а значит, на вычисление всей выборки ушло почти две недели непрерывных расчетов.

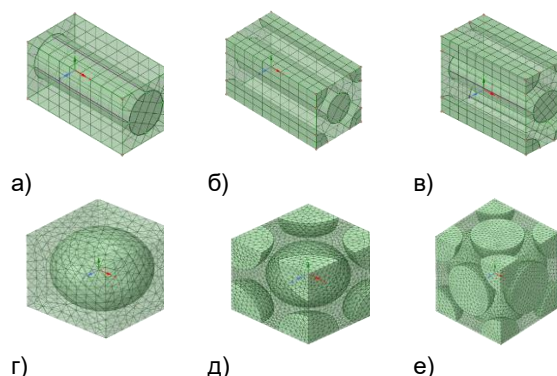


Рис.4. Рассмотренные в работе ПЭО ячейки: а) квадратная; б) ромбовидная; в) гексагональная; г) простая кубическая; д) объемноцентрированная; е) гранецентрированная

Таблица 1

Значения входных параметров, использованные для создания обучающей выборки

Модуль Юнга матрицы, МПа	1000	2000	3000	4000
Коэффициент Пуассона матрицы	0.1	0.2	0.3	0.4
Модуль Юнга волокна, ГПа	50	250	450	650
Коэффициент Пуассона волокна	0.1	0.2	0.3	0.4
Коэффициент армирования	0.1	0.2	0.3	0.4
Диаметр волокна, мм	0.1	0.3	0.5	0.7

Для повышения эффективности процесса обучения разномасштабные входные данные следует нормировать. Нормирование может быть полезно в различных ситуациях, включая стандартизацию данных в пределах одного набора, сравнение данных с разных источников или определение, насколько далеко каждое значение находится от среднего значения выборки.

Рассмотрено несколько методов нормирования выборки:

1. Максимальная нормализация: это метод, который переводит значения выборки в диапазон от 0 до 1, используя минимальное и максимальное значение в выборке. Формула для максимальной нормализации:

$$x_{norm} = \frac{x - \min(x)}{\max(x) - \min(x)} \quad (10)$$

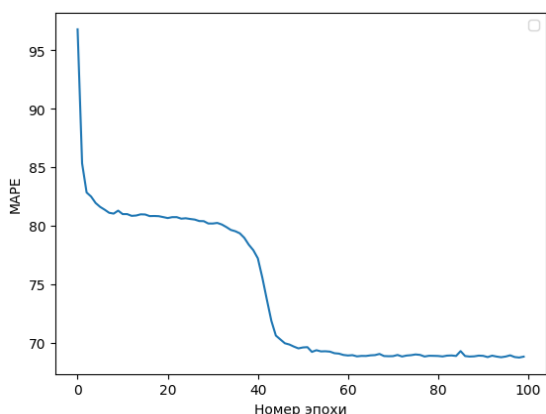
2. Стандартная нормализация или Z-нормальное распределение: это метод, который преобразует значения выборки в распределение со средним значением 0 и стандартным отклонением 1. Формула для стандартной нормализации:

$$x_{norm} = \frac{x - mean(x)}{std(x)} \quad (11)$$

3. Логарифмическая нормализация: это метод по которому величины приводят к логарифмам их значений.

Самый простой и эффективный способ нормализации данных – макс-минная нормализация (10). При достаточной однородности значений (распределены равномерно, что справедливо для выборки, полученной составлением всех возможных сочетаний четырех значений каждого изменяемого параметра) этот метод позволяет легко преобразовывать данные для работы с моделью и в дальнейшем преобразовывать выход из модели в результаты. Необходимость в нормализации данных можно продемонстрировать на примере обучения модели кристаллической ячейки. При абсолютно одних и тех же настройках и архитектуре сети графики обучения кардинально отличаются, при этом ошибка при использовании не нормированных данных остается существенной, рис. 5.

а)



б)

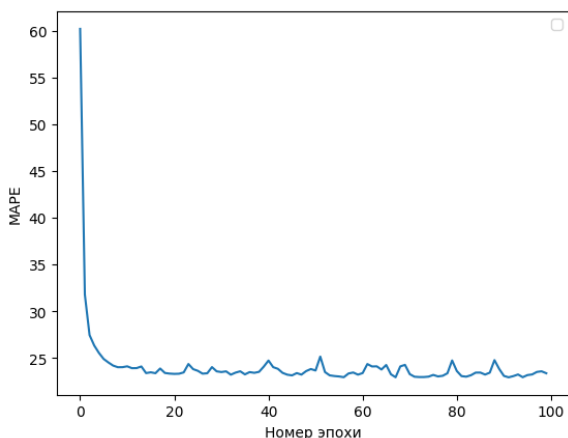


Рис.5. Обучение на 100 эпохах: а) без нормирования; б) с нормированием

Для определения зависимости между входными и выходными данными строилась корреляционная матрица исходя из коэффициентов корреляции Пирсона [14], рис.6. В матрице индексами строк являются выходные данные, индексами столбцов - входные, а на пересечении коэффициенты Пирсона.

Из корреляционной матрицы видно, что наибольшее влияние на параметры материала, как и положено, оказывают модули Юнга матрицы и волокна и коэффициент Пуассона матрицы.

а)

E1	0.012	-9.7e-06	0.77	7.6e-06	0.54	6.6e-08
E2	0.82	0.18	0.055	-0.0034	0.46	0.00076
E3	0.82	0.18	0.055	-0.0034	0.46	0.00075
G12	0.85	-0.17	0.043	-0.0039	0.45	2.8e-05
G31	0.85	-0.17	0.043	-0.0039	0.45	2.8e-05
nu12	0.00023	0.87	-0.00048	0.42	0.0094	-0.00016
G23	0.92	-0.16	0.022	-0.0021	0.33	0.00044
nu13	0.00022	0.87	-0.00045	0.42	0.01	0.00048
nu23	-0.022	0.97	0.048	0.00032	-0.14	-0.0014
	E_matrix	nu_matrix	E_fiber	nu_fiber	phi_coef	d_fiber

б)

E1	0.73	0.12	0.073	-0.0018	0.58	-7.4e-05
E2	0.73	0.12	0.073	-0.0018	0.58	-7.1e-05
E3	0.73	0.12	0.073	-0.0018	0.58	-6.8e-05
G12	0.86	-0.16	0.04	-0.0035	0.43	-2.1e-05
G31	0.86	-0.16	0.04	-0.0035	0.43	-2.1e-05
nu12	0.018	0.95	-0.038	0.024	-0.26	4.9e-05
G23	0.86	-0.16	0.04	-0.0035	0.43	-2.1e-05
nu13	0.018	0.95	-0.038	0.024	-0.26	6.7e-06
nu23	0.018	0.95	-0.038	0.024	-0.26	8.9e-06
	E_matrix	nu_matrix	E_fiber	nu_fiber	phi_coef	d_fiber

Рис.6. Карты корреляционных матриц:

а) ПЭО с волокнами;

б) ПЭО с дискретными включениями

#### 4. Обучение нейросетевой модели

Подготовленная выборка из 24 576 элементов была разделена на обучающую (70%) и тестовую (30%). Архитектура нейронной сети подбиралась на небольшом (порядка 20) количестве итераций с оценкой по метрике. В результате расчетов оптимальным строением сети для задачи определения характеристик композитного материала оказалось сеть с характеристиками представленными в табл. 2.

Таблица 2

Оптимальная архитектура нейронной сети

Слой	Количество нейронов
Входной	6
1	128
2	256
3	512
4	128
Выходной	9

Данная модель состоит из пяти последовательных слоев, каждый из которых обладает функцией активации ReLU, дающей для данной задачи лучший результат.

Алгоритм оптимизации для поиска весовых коэффициентов был написан на языке Python с

использованием стохастического метода Adam [16] на основе градиента. Данный метод позволяет скорректировать шаг обучения на основании предыдущих значений градиента, что ускоряет сходимость, а также обеспечивает стабильность в процессе обучения. Для исключения переобучения полученной модели необходимо на каждой эпохе отслеживать значение ошибки не только на обучающем наборе, но и на тестовом. Из графика средней ошибки, на рис. 7 видно, что переобучения не произошло.

Исходя из архитектуры нейронной сети она содержит 232 329 весов, значения которых устанавливаются в процессе обучения. В работе обучение проводилось на 1000 эпохах. Из графика ошибки на рис. 7 видно, что в районе 450 эпохи произошел резкий скачок в точности – характерное явления для нейронной сети, когда корректировка весов внезапно находит оптимальную комбинацию.

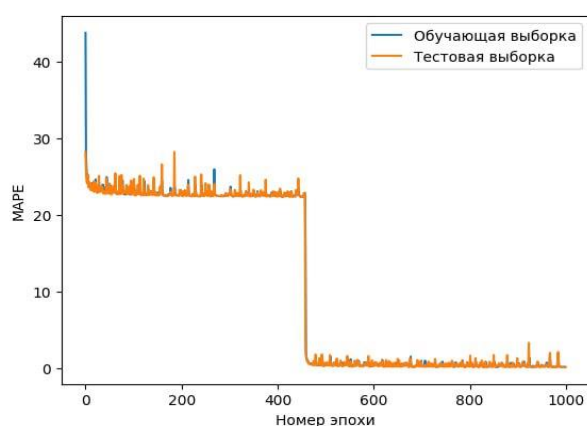


Рис. 7. Обучение нейросети на 1000 эпохах

Полученная нейросетевая модель проверена на тестовой выборке, результаты проверки приведены в табл.3.

### Заключение

В работе реализована редуцированная модель расчета упругих характеристик композитного материала, путем построения нейронной регрессионной сети ПЭО. Скорость расчетов возросла примерно в 400 раз, при этом средняя ошибка меньше половины процента, а максимальная находится в допустимых пределах. По полученным результатам можно судить о допустимости применения динамической редукиции для конечно-элементных задач. Недостатком метода является - длительная процедура подготовки – сбор обучающей выборки данных. Помимо расчетных данных возможно использование экспериментальных данных, что важно для задач, в которых математические решение найти проблематично.

Таким образом использование нейронных сетей позволяет не только ускорять расчеты, но и интегрировать модель в любой удобный интерфейс, не требующий установки сложных программных комплексов. Время решения задачи сокращается в несколько раз за счет простоты вычислительных операций. Точность же зависит от архитектуры сети, длительности обучения и, самое главное, от величины и качества обучающей выборки.

Рассмотренный в работе нейросетевой метод не требует подробной информации о начальных и граничных условиях и может быть использованы для решения широкого спектра задач механики деформируемого твердого тела сложной композиционной структуры, используемой при создании новых образцов морской техники, предназначенных для эксплуатации в экстремальных условиях, в том числе и низкотемпературных.

Таблица 3

Точность нейросетевой модели на тестовой выборке

Вид	Время расчета МКЭ	Время расчета НРС	Макс. ошибка	Средняя ошибка
Квадратная	44.67 с	0.134 с	7.09 %	0.40 %
Ромбовидная	59.93 с	0.310 с	7.10 %	0.43 %
Гексагональная	50.01 с	0.127 с	7.23 %	0.35 %
Простая кубическая	18.42 с	0.094 с	1.57 %	0.25 %
Объемоцентрированная	30.08 с	0.097 с	1.51 %	0.26 %
Гранецентрированная	41.73 с	0.057 с	2.01 %	0.33 %

### Литература

1. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии/Marine intellectual technologies №3 часть 2 2023. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.024.
2. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Прочностные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии/Marine intellectual technologies № 4 том 2, 2021 / № 4 part 2, 2021 Стр 31-37. DOI: 10.37220/MIT.2021.54.4.064.
3. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Проектировочные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии/Marine intellectual technologies № 4 том 2, 2021 / № 4 part 2, 2021 Стр 38-44. DOI:10.37220/MIT.2021.54.4.065.
4. Cioranescu, D. and Donato, P., 2010. An Introduction to Homogenization. Oxford: Oxford University Press. London, UK.
5. Shan, M.; Zhao, L.; Ye, J. A Novel Micromechanics-Model-Based Probabilistic Analysis Method for the Elastic Properties of Unidirectional CFRP Composites. Materials 2022, 15, 5090.

6. Huang ZM (2001) Simulation of the mechanical properties of fibrous composites by the bridging micromechanics model. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* 32(2): 143–172.
7. Нечаев, Ю. И. Нейронные сети при обработке измерительной информации в рамках принципа конкуренции / Ю. И. Нечаев, О. Н. Петров, М'ят Н'ен Мое // *Нейрокомпьютеры: разработка, применение*. – 2009. – № 3. – С. 20-28.
8. Турчак, А. А. Эволюционная динамика нейронной сети глубокого обучения в нестационарной среде / А. А. Турчак, Ю. И. Нечаев // *Международная конференция по мягким вычислениям и измерениям*. – 2019. – Т. 1. – С. 185-188.
9. S. Kollmannsberger et al., *Deep Learning in Computational Mechanics, Studies in Computational Intelligence* 977, DOI:10.1007/978-3-030-76587-3\_1.
10. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение. 1990. 248с.
11. Хайкин, С. Нейронные сети: полный курс / С. Хайкин. - М.: Изд. дом «Вильямс», 2006. - 1104 с.
12. Taheri-Behrooz, Fathollah & Pourahmadi, Emad. (2020). A 3D RVE model with periodic boundary conditions to estimate mechanical properties of composites. *Structural Engineering & Mechanics*. 72. 713. 10.12989/sem.2019.72.6.713.
13. Fan Ye, Hu Wang, A simple Python code for computing effective properties of 2D and 3D representative volume element under periodic boundary conditions, State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, P.R. China.
14. Saiaf B.R., Md Mazedur Rahmanb. Modeling elastic properties of unidirectional composite materials using Ansys Material Designer, 1st Virtual European Conference on Fracture 2020.
15. Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Исследование параметров, регистрируемых системой мониторинга инженерного сооружения, с помощью методов анализа больших данных, *Морские интеллектуальные технологии / Marine intellectual technologies* № 4 том 2, 2021 / № 4 part 2, 2021. Стр 53-60. DOI: 10.37220/MIT.2021.54.4.067.
16. <https://pytorch.org/docs/stable/generated/torch.optim.Adam.html>
17. Shutov A., Rodionov A., Ponomarev D., Nekrasova Y. (2022). Computationally Efficient Concept of Representative Directions for Anisotropic Fibrous Materials. *Polymers*. 14. 10.3390/polym14163314.
18. Khudnev A., Rodionov A. (2023). Elastic body with thin nonhomogeneous inclusion in non-coercive case. *Mathematics and Mechanics of Solid*, 2023. DOI: 10.1177/10812865231151253.
19. Omairey, S.L., Dunning, P.D. & Sriramula, S. Development of an ABAQUS plugin tool for periodic RVE homogenisation. *Engineering with Computers* 35, 567–577 (2019). <https://doi.org/10.1007/s00366-018-0616-4>

#### References

1. Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of modern intelligent technologies for designing polymer composite structures, *Marine intellectual technologies* №3 часть 2 2023. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.024.
2. Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Strength analysis of ship shafts made of polymer composite materials, *Marine intellectual technologies* № 4 part 2, 2021 p. 31-37. DOI: 10.37220/MIT.2021.54.4.064.
3. Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Designing of ship shafts made of polymer composite materials, *Marine intellectual technologies* № 4 part 2, 2021 p. 38-44. DOI:10.37220/MIT.2021.54.4.065.
4. Cioranescu, D. and Donato, P., 2010. *An Introduction to Homogenization*. Oxford: Oxford University Press. London, UK.
5. Shan, M.; Zhao, L.; Ye, J. A Novel Micromechanics-Model-Based Probabilistic Analysis Method for the Elastic Properties of Unidirectional CFRP Composites. *Materials* 2022, 15, 5090.
6. Huang ZM (2001) Simulation of the mechanical properties of fibrous composites by the bridging micromechanics model. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* 32(2): 143–172.
7. Nechaev, Ju. I. Nejrornyie seti pri obrabotke izmeritel'noj informacii v ramkah principa konkurencii [Neural networks when processing measurement information within the framework of the competition principle] / Ju. I. Nechaev, O. N. Petrov, M'jat N'en Moe // *Nejrokom'jutery: razrabotka, primenenie*. – 2009. – № 3. – С. 20-28.
8. Turchak, A. A. Jevoljucionnaja dinamika nejronnoj seti glubokogo obuchenija v nestacionarnoj srede [Evolutionary dynamics of a deep neural network in non-stationary environment] / A. A. Turchak, Ju. I. Nechaev // *Mezhdunarodnaja konferencija po mjagkim vychislenijam i izmerenijam*. – 2019. – Т. 1. – С. 185-188.
9. S. Kollmannsberger et al., *Deep Learning in Computational Mechanics, Studies in Computational Intelligence* 977, DOI:10.1007/978-3-030-76587-3\_1.
10. Rodionov A.A. Matematicheskie metody proektirovaniya optimal'nyh konstrukcij sudovogo korpusa [Mathematical methods of designing optimal ship hull structures]. L.: Sudostroenie, 1990. 246 s.
11. Haykin S. *Neural networks A Comprehensive Foundation*. - М.: Изд. « Вил'ямс », 2006. - 1104 с.
12. Taheri-Behrooz, Fathollah & Pourahmadi, Emad. (2020). A 3D RVE model with periodic boundary conditions to estimate mechanical properties of composites. *Structural Engineering & Mechanics*. 72. 713. 10.12989/sem.2019.72.6.713.
13. Fan Ye, Hu Wang, A simple Python code for computing effective properties of 2D and 3D representative volume element under periodic boundary conditions, State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, P.R. China.

14. Saiaf B.R., Md Mazedur Rahmanb. Modeling elastic properties of unidirectional composite materials using Ansys Material Designer, 1st Virtual European Conference on Fracture 2020.
15. Vladimir A. Korshunov, Vladislava N. Kuznetsova, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Investigation of parameters recorded by monitoring system of an engineering structure using big data analysis methods / Marine intellectual technologies № 4 part 2, 2021. p 53-60. DOI: 10.37220/MIT.2021.54.4.067.
16. <https://pytorch.org/docs/stable/generated/torch.optim.Adam.html>
17. Shutov A., Rodionov A., Ponomarev D., Nekrasova Y. (2022). Computationally Efficient Concept of Representative Directions for Anisotropic Fibrous Materials. Polymers. 14. 10.3390/polym14163314.
18. Khludnev A., Rodionov A. (2023). Elastic body with thin nonhomogeneous inclusion in non-coercive case. Mathematics and Mechanics of Solid, 2023. DOI: 10.1177/10812865231151253.
19. Omairey, S.L., Dunning, P.D. & Sriramula, S. Development of an ABAQUS plugin tool for periodic RVE homogenisation. Engineering with Computers 35, 567–577 (2019). <https://doi.org/10.1007/s00366-018-0616-4>

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Коршунов Владимир Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

**Vladimir A. Korshunov**, Ph.D. (Eng), associate professor of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

**Кузнецова Владислава Николаевна**, магистр кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: lada.smith@ya.ru

**Vladislava N. Kuznetsova**, master of the Department of Ship Construction Mechanics, Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: lada.smith@ya.ru

**Мудрик Роман Сергеевич**, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Roman S. Mudrik**, graduate student of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Пономарев Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Dmitry A. Ponomarev**, Ph.D. (Eng), associate professor of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Родионов Александр Александрович**, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

**Alexander A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng), professor, head of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 31.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 15.11.2023.

Научная статья

УДК 539.42

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.049>

## Применение численных методов к моделированию хрупкого разрушения

Коршунов В.А.<sup>1</sup> korshunov@corp.smtu.ru, Мащенко А.В.<sup>1</sup> anastymash@gmail.com,  
Мудрик Р.С.<sup>1</sup> roman.morning@gmail.com, Пономарев Д.А.<sup>1</sup> ponomarev.smk@corp.smtu.ru,  
Родионов А.А.<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Рассмотрено решение задачи о хрупком разрушении с помощью численных процедур метода конечных элементов. Задача актуальна для решения проблемы форм разрушения конструкций и для проблемы внешних воздействий ледовых образований на морские инженерные сооружения. Повышение эффективности решения задачи о разрушении обеспечено использованием расчетных процедур, адаптированных для учета процессов, происходящих в материале и конструкции в процессе разрушения. В работе исследованы три процедуры распространения хрупких трещин в рамках МКЭ: адаптивное перестроение сетки конечных элементов; специальные конечные элементы, с эффектом раскрытия трещины и введение специальной сцепляющей зоны по границам конечных элементов, где возможно продвижение трещины. Эффективность процедур проверена на примере хрупкого разрушения трехмерного ледового образца в форме параллелепипеда на трехточечный изгиб. Проведен анализ чувствительности при варьировании характерного для каждой процедуры параметра разрушения. Результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными. Выполнен сравнительный анализ рассмотренных процедур по точности полученных результатов, по эффективности получения решения и по трудоемкости реализации.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, хрупкое разрушение, трехточечный изгиб, ледовый образец, трещина, адаптивная сетка конечных элементов, расширенный метод конечных элементов, сцепляющие конечные элементы, диаграмма Воронова

**Финансирование:** Исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2023-065 от 13.01.2023

**Для цитирования:** Коршунов В.А., Мащенко А.В., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение численных методов к моделированию хрупкого разрушения. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 84—92. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.049

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.049>

## Application of numerical methods to brittle fracture modeling

Vladimir A. Korshunov<sup>1</sup> korshunov@corp.smtu.ru, Anastasia V. Mshchenko<sup>1</sup> anastymash@gmail.com,  
Roman S. Mudrik<sup>1</sup> roman.morning@gmail.com, Dmitry A. Ponomarev<sup>1</sup> ponomarev.smk@corp.smtu.ru,  
Alexander A. Rodionov<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The solution of the brittle fracture problem with the help of numerical procedures of the finite element method is considered. The task is relevant for solving the problem of structural failure forms and for the problem of external impacts of ice formations on marine engineering structures. Improving the efficiency of solving the problem of destruction is provided by the use of calculation procedures adapted to account for the processes occurring in the material and structure during the destruction process. In this paper, three procedures for the propagation of brittle cracks in the framework of FEM are investigated: adaptive rearrangement of the finite element grid; special finite elements, with the effect of crack opening and the introduction of a special coupling zone along the boundaries of the finite elements, where it is possible to advance the crack. The effectiveness of the procedures was tested by the example of brittle fracture of a three-dimensional ice sample in the form of a parallelepiped to a three-point bend. Sensitivity analysis was carried out when varying the destruction parameter characteristic of each procedure. The calculation results are compared with experimental data. A comparative analysis of the considered procedures is carried out on the accuracy of the results obtained, on the effectiveness of obtaining a solution and on the complexity of implementation.

**Keywords:** finite element method, brittle fracture, three-point bending, ice sample, crack, separating, morphing, adaptive and remeshing technology (SMART), extended finite element method (XFEM), cohesive finite elements, Voronoi diagram

**Financial Support:** The study was done with a support of the state assignment (Theme No. № 075-03-2023-065 dates 13 January 2023).

**For citation:** Vladimir A. Korshunov, Anastasia V. Mashchenko, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of numerical methods to brittle fracture modeling, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 84—92. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.049

## Введение

В механике разрушения материалов и конструкций все чаще используются компьютерные технологии для анализа предельных состояний [1]. Результатом чего является не только определение параметров напряженно-деформированного состояния в процессе разрушения, но и лучшее понимание механики происходящих процессов [2]. Однако численное моделирование процессов критического деформирования и разрушения конструкций является сложной проблемой, связанной с созданием надежных работающих алгоритмов [3]. В настоящей работе рассматривалось разрушение, сопровождающееся развитием хрупких трещин.

Для решение таких задач в настоящее время применяются различные численные методы, такие как метод конечных разностей, метод граничных элементов, метод конечных объемов, метод конечных элементов и др. Эффективность использования численного метода определяется целым спектром обстоятельств и связана с субъективными причинами, но определяющими являются объективные предпосылки, которые диктуются удобством использования метода и реализующего его программного обеспечения. В настоящее время в механике деформируемого твердого тела наибольшее распространение имеет метод конечных элементов (МКЭ) [4].

Сам метод конечных элементов допускает встраивание различных процедур для учета хрупкого разрушения материала конструкции.

Распространение трещины в рамках традиционного метода конечных элементов может быть организована с помощью изменения (деградации) свойств на пути движения трещины либо самих элементов, либо связей между элементами. При этом допускается поэтапное перестроение сетки конечных элементов по мере продвижения трещины с целью получения адекватных оценок высокоградиентного поля напряжений в вершине трещины.

В работе выполнены сравнительные исследования трех процедур моделирования распространения хрупких трещин в рамках МКЭ:

- Адаптивное перестроение сетки конечных элементов по мере продвижения трещины (Адаптивная Сетка Конечных Элементов - АСКЭ);
- Использование специальных конечных элементов, с эффектом раскрытия трещины (Расширенный Конечный Элемент – РКЭ);
- Введение специальной сцепляющей зоны по границам конечных элементов, где возможно продвижение трещины (Сцепляющие Элементы Границы - СЭГ)

Оценка эффективности указанных процедур выполнена на примере трехмерной задачи разрушения ледового образца при трехточечном изгибе [5, 6].

### 1. Адаптивное перестроение сетки конечных элементов – АСКЭ

Процедура АСКЭ - адаптивного перестроения сетки конечных элементов (Separating, Morphing, Adaptive and Remeshing Technology - SMART) использует технологии разделения, трансформации,

адаптации и обновления сетки конечных элементов с учетом изменений в локальных зонах фронта трещины по мере ее распространения.

Обновление сетки выполняется на каждом шаге продвижения трещины. Изменения сетки не распространяются на области, отдаленные от зоны роста трещины, а само обновление сетки не требует выхода из решателя [7]. Процедура АСКЭ базируется на следующих допущениях и ограничениях: рассматривается квазистатическая задача, материал изотропный физически линейный, в вершине трещины задача геометрически линейна,

В качестве критерия разрушения допустимо использование J-интеграла или коэффициента интенсивности напряжений, причем в рамках линейной механики разрушений эти величины имеют однозначную зависимость и в процессе решения задачи происходит оценка обеих величин [8]. Рост трещины происходит скачкообразно при достижении критического уровня напряжений в ее вершине, которые определяются критическим коэффициентом интенсивности напряжений  $K_{Ic}$  или критическим значением J-интеграла  $J_c$  в зависимости от выбранного критерия [9, 10].

Инициализация трещины задается начальным разрезом, в районе ожидаемого фронта трещины сетка конечных элементов сгущается, как показано на рис. 1. По мере продвижения трещины сетка автоматически обновляется, с уменьшением размера элементов у вершины трещины и постепенным увеличением размеров по мере отдаления от фронта трещины.

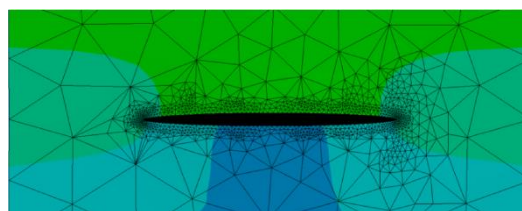


Рис. 1. Локальное сгущение конечно-элементной сетки в районе задания начального дефекта

Трещина может образовываться в процессе расчета автоматически. На каждом шаге решения задачи в узлах сетки вычисляются значения критерия разрушения и при достижении им критического значения трещина продвигается на величину конечного элемента с адаптивным перестроением сетки.

### 2. Расширенные конечные элементы - РКЭ

Расширенный метод конечных элементов (Extended finite element method - XFEM) не требует перестроения сетки. Здесь каждый конечный элемент оснащается дополнительными степенями свободы, посредством специальных аппроксимирующих функций, которые учитывают разрыв перемещений внутри элемента. В качестве критерия разрушения используется критерий максимальных напряжений, которые оцениваются на заданном расстоянии от текущего положение вершины трещины. После раскрытия трещины взаимодействие между разрезанными элементами осуществляется по принципу сцепляющей зоны. Процедура РКЭ предназначена для решения

квазистатических задач для, изотропного физически линейного материала.

### 3. Сцепляющая зона по границам конечных элементов – СЭГ

В этом подходе сетка конечных элементов состоит из элементов двух типов. Первый из них – традиционные конечные элементы, а второй тип – это специальные сцепляющие (когезионные – cohesive) элементы [11]. Они позволяют учитывать специфику, вносимую трещиной в краевые задачи теории упругости. К предполагаемой линии трещины примыкает слой сцепляющих конечных элементов, Остальная часть задачи покрывается сеткой конечных элементов. По существу, здесь трещина задается изначально. на этапе создания геометрии, после чего она “склеивается” при помощи сцепляющего элемента, внедряемым между берегами трещины. Таким образом моделируется поле вероятных финальных траекторий разрушения, а не начальный дефект. Параметры разрушения определяются свойствами сцепляющего материала, главным из которых является критическое напряжение отрыва и/или сдвига.

Для создания физически обоснованных и случайных траекторий трещинообразования использовалась диаграмма Вороного, результаты применения которой рассмотрены в [12]. Диаграмма представляет собой геометрическое разбиение пространства на  $n$  выпуклых многоугольников каждый из которых включает в себя подобласть пространства, все точки которой располагаются ближе к данному центру диаграммы, чем к любому другому [13]. Полученные в результате разбиения области называются локусами, при этом они могут иметь плоское или объемное исполнение, рис. 2 и 3 соответственно. Каждый локус дискретизируется на конечные элементы, а соединение локусов осуществляется с помощью СЭГ.

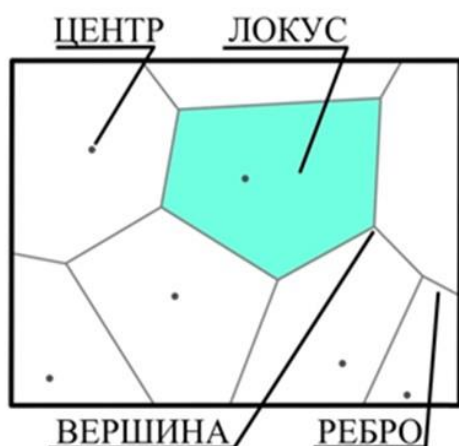


Рис.2. Диаграмма Вороного и ее составляющие на плоскости



Рис.3. Диаграмма Вороного и ее составляющие в объеме

### 4. Численный эксперимент

В Апробации рассмотренных выше процедур моделирования хрупкого разрушения произведена на примере разрушения ледяного образца условиях трехточечного изгиба, для которого имеются результаты натурального эксперимента [5].

Образец имел форму параллелепипеда с размерами 700×75×75 мм, модуль упругости материала 720 МПа, коэффициент Пуассона 0.33, а скорость нагружения 0.37 МПа/с при температуре образца -8.6°C. Схема проведения эксперимента представлена на рис. 4. Максимальное напряжение в среднем сечении образца, нагруженного сосредоточенной силой  $P$  при свободном опирании по концевым сечениям, определялось по зависимости:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{3Pl}{2bh^2}. \quad (1)$$

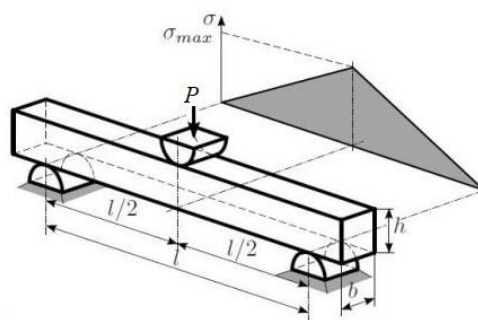


Рис. 4. Схема проведения испытаний на трехточечный изгиб

На рис. 5 приведены результаты эксперимента в виде зависимости максимального напряжения от перемещения, внедряемого в образец индентора. Между точками А и В аппроксимирован линейный участок, которому предшествует период обжатия образца. Точка  $\sigma_f = 1.16$  МПа определяет предел прочности на изгиб, после чего наступает разрушение образца, знаменующего резким падением сопротивления.

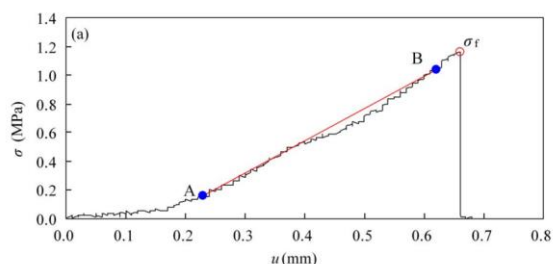


Рис. 5. Экспериментальная зависимость максимального напряжения от перемещения индентора [6]

Для каждой процедуры была разработана своя расчётная модель метода конечных элементов, учитывающая особенности процедуры численного моделирования хрупкого разрушения. Однако во всех случаях нагружение выполнялось по жесткой схеме – задавалось перемещение индентора. Взаимодействие между ледовым образцом, индентором и опорными устройствами реализовывалось по схеме контактного интерфейса.

Особенности расчетных моделей с конечно-элементной сеткой для рассматриваемых процедур представлены на рис. 6, 7 и 8. Для процедур АСКЭ и РКЭ задавались зоны начальных дефектов. Реализация процедуры СЭГ потребовала специальной генерации локусов с заданной плотностью и размерами (рис. 8), при этом взаимодействие между локусами формировалось с использованием сцепляющих элементов.

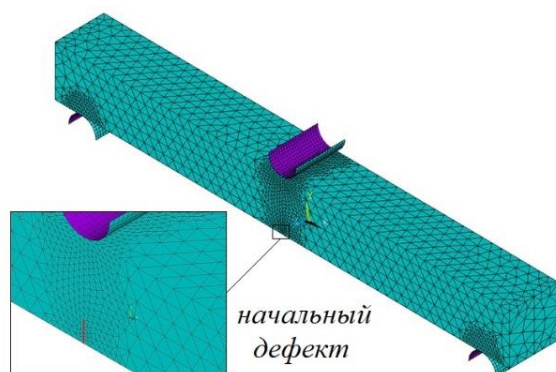


Рис. 6. Конечно-элементная модель для процедуры АСКЭ

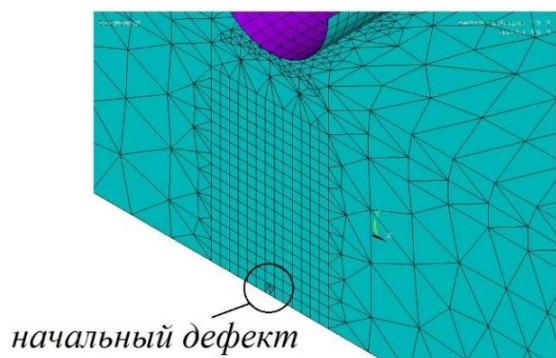


Рис. 7. Фрагмент конечно-элементной модели для процедуры РКЭ

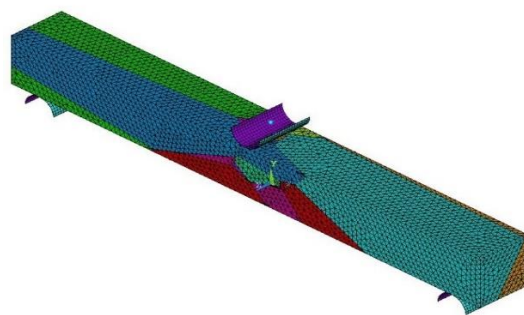


Рис. 8. Конечно-элементная модель для процедуры СЭГ

Кривые нагружения в форме зависимости максимального напряжения, вычисленного по формуле (1) от задаваемого перемещения индентора для процедур АСКЭ, РКЭ и СЭГ приведены на рис. 9, 10 и 11, соответственно. Здесь же представлены результаты анализа чувствительности при варьировании характерного для каждой процедуры параметра разрушения: коэффициента интенсивности напряжений на нормальный отрыв (АСКЭ), максимально допустимых окружных напряжений (РКЭ) и критических напряжений отрыва (СЭГ).

С помощью конечно – элементных моделей для рассмотренных процедур получены формы разрушения образца. В полях эквивалентных напряжений они показаны на рис. 12-14. Видно, что каждая процедура демонстрирует своеобразную формы распространения хрупкой трещины. Ближе всего к реальной трещине оказываются формы процедур АСКЭ и РКЭ. С помощью этих же процедур удалось получить на диаграмме нагружения (напряжения-перемещения) четко выраженное снижение несущей способности, соответствующее разрушению образца (рис. 9, 10).

Неудачный опыт использования СЭГ очевидно связан с недостаточным количеством локусов в примененной диаграмме Вороного. Дело в том, что процесс генерирования большого количества локусов и дальнейшая обработка контактных пар, создаваемых по всем внутренним границам, крайне ресурсоемкий.

На основе проведенного анализа определены характерные значения параметров разрушения для каждой из процедур. Так для процедуры АСКЭ - критическое значение коэффициента интенсивности напряжений нормального отрыва  $K_{Ic}^1 = 34 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^{3/2}$ ; для процедуры РКЭ - критическое значение окружных напряжений  $\sigma = 350 \cdot 10^3 \text{ Па}$ ; для процедуры СЭГ - критическое значение напряжений отрыва -  $\sigma = 65 \cdot 10^3 \text{ Па}$ .

С помощью процедур АСКЭ и РКЭ получены значения предела прочности ледового образца 1.12 МПа и 1.10 МПа, соответственно, что отличается от результатов эксперимента (1.16 МПа) не более чем на 5.2%. Процедура СЭГ не показала выраженного экстремума на диаграмме нагружения. Сопоставление расчетных зависимостей максимального напряжения от перемещения индентора с экспериментальными данными для всех рассмотренных процедур приведено на рис. 15.

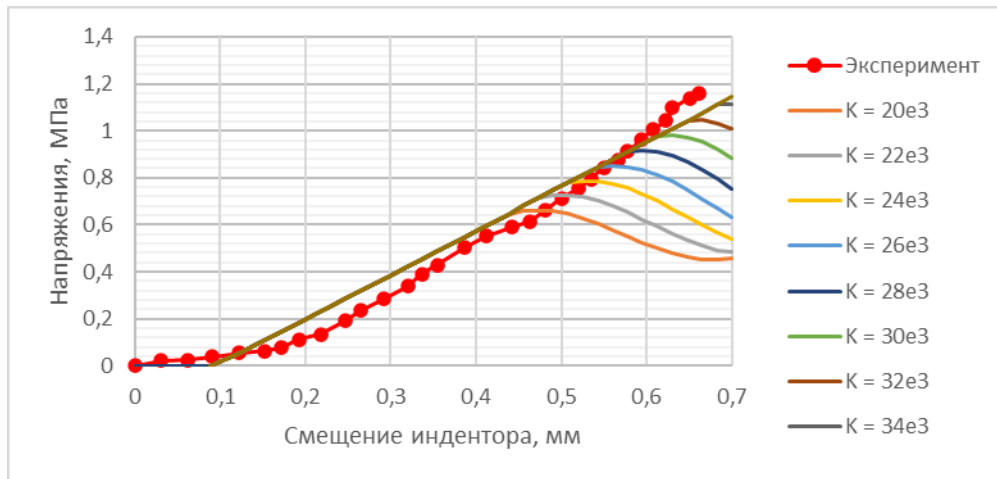


Рис. 9. Зависимость максимального напряжения от перемещения индентора, полученные с помощью процедуры АСКЭ, при различных значениях коэффициента интенсивности напряжений на нормальный отрыв  $K^I_c$

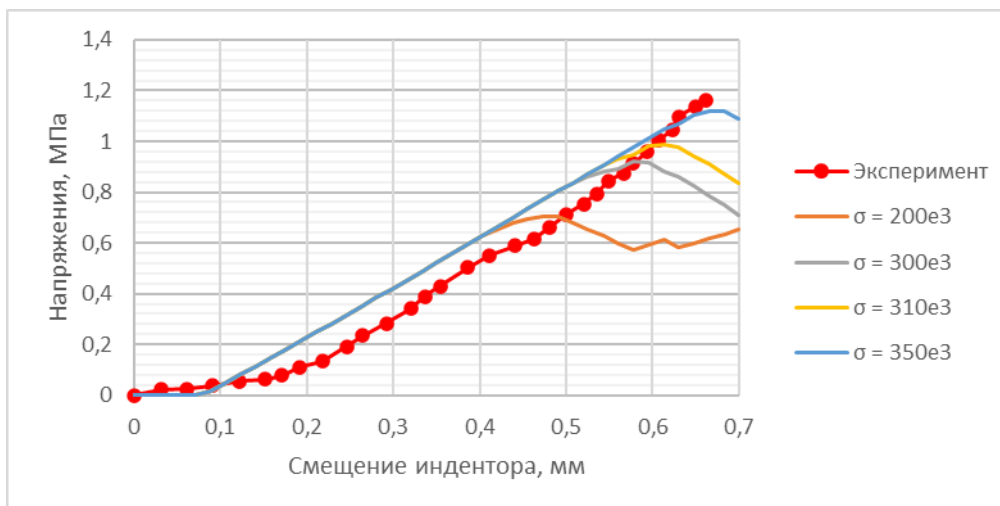


Рис. 10. Зависимость максимального напряжения от перемещения индентора, полученные с помощью процедуры РКЭ при различных значениях максимально допустимых окружных напряжений

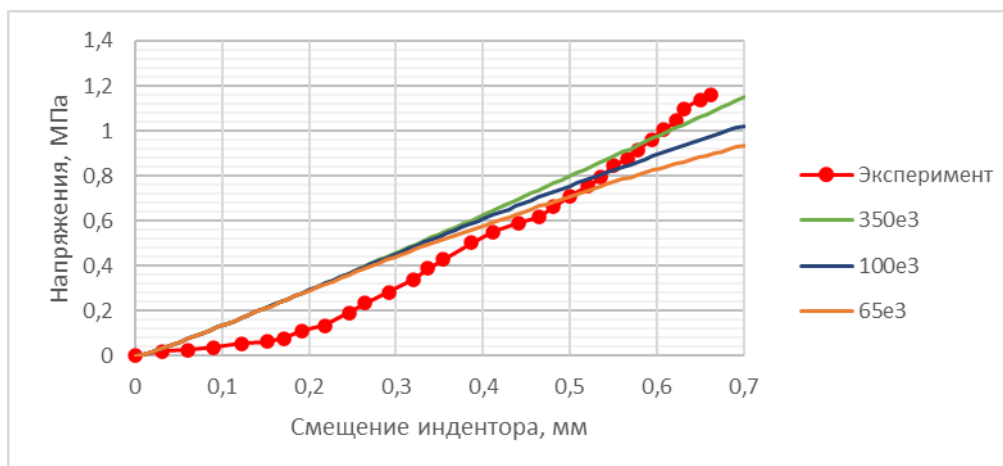


Рис. 11. Зависимость максимального напряжения от перемещения индентора, полученные с помощью процедуры СЭГ при различных значениях критических напряжений отрыва

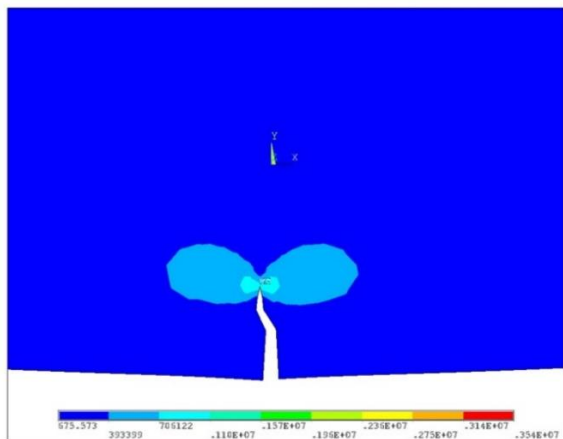


Рис. 12. Поля эквивалентных напряжений в окрестностях трещины, полученные с помощью процедуры АСКЭ

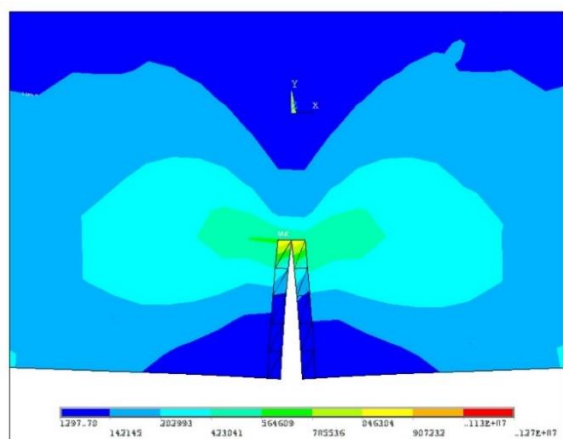


Рис. 13. Поля эквивалентных напряжений в окрестностях трещины, полученные с помощью процедуры РКЭ

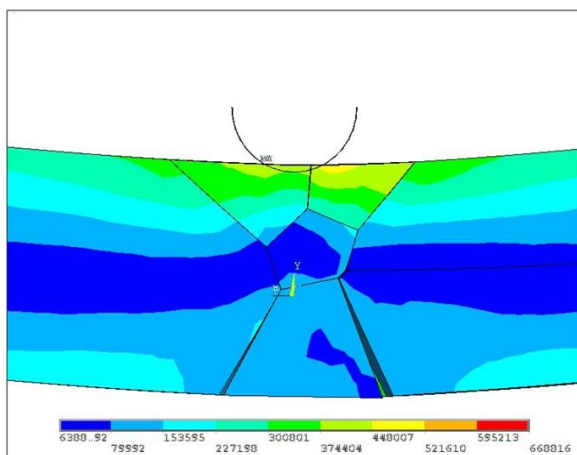


Рис. 14. Поля эквивалентных напряжений в окрестностях трещины, полученные с помощью процедуры СЭГ и диаграммы Вороного

## 5. Анализ результатов и выводы

По результатам выполненной работы можно выделить основные преимущества и недостатки каждого из рассмотренных методов.

Процедура АСКЭ позволила получить наиболее близкий к эксперименту обоснованный результат. Рассчитанная с помощью этой процедуры траектория трещины близка к получаемой в эксперименте. Подготовка расчетной модели не требует тонкой настройки – после определения начального дефекта и параметра разрушения прочие параметры служат в первую очередь для оптимизации модели и задание им значений отличных от используемых по умолчанию требуется лишь в частных случаях. В рассматриваемой же задаче на конечный результат они не оказали существенного влияния. Следует отметить, что перестроение сетки конечных элементов на каждом шаге требует существенных вычислительных ресурсов. В отличие и от РКЭ, и от СЭГ, решение задачи в двумерной постановке процедура АСКЭ не допускает. Также к недостаткам можно отнести невозможность слияния нескольких трещин между собой или разветвление одной из них.

Процедура РКЭ требует существенно меньших вычислительных ресурсов, однако предварительная подготовка расчетной модели сложнее. В зоне роста трещины необходимо обеспечение мелкозернистой гексагональной сетки без вырожденных элементов, что является нетривиальной задачей для геометрически сложных объектов. Другим недостатком является проблема расчета сложной траектории роста трещины – задачи подобного плана численно неустойчивы, каждая требует не только тщательной работы с сеткой и подбора параметра разрушения, но и дополнительной численной настройки. Однако для несложных модели очевидных траекторий трещины, процедура полностью себя оправдывает, позволяя получить корректные результаты в том числе и при моделировании задачи в плоской постановке.

Процедура СЭГ в комбинации с диаграммой Вороного в данной реализации не продемонстрировала свою эффективность для задачи о разрушении объемного ледяного образца. Свои преимущества процедура СЭГ сможет реализовать в материалах с явно выраженной неоднородной зернистой структурой, в композитах с характерной «клеевой» прослойкой между слоями. Это одна из немногих процедур, которая позволяет получать и разветвляющиеся, и пересекающиеся трещины, более того, с ее помощью возможно моделирование раскалывания первоначальной геометрии на куски. Последнее особенно актуально при моделировании, например, ледового поля при его взаимодействии с объектами морской инфраструктуры. Также процедура СЭГ может быть использована в плоской постановке. Из явных недостатков процедуры стоит обозначить трудозатраты на подготовку модели. Здесь необходима двухуровневая дискретизация объекта – разделение геометрических объектов на диаграмму Вороного с дальнейшим нанесением сетки конечных элементов. Кроме того, требуется создание большого количества контактных пар между участками, что повышает степень нелинейности задачи.

## Заключение

Задача хрупкого разрушения в строительной механике корабля касается проблемы опасных

состояний, если это относится к разрушению конструкций или проблемы внешних воздействий, если рассматривается разрушение ледовых образований при их взаимодействии с конструкциями судов или морских инженерных сооружений.

Решение подобных задач с настоящее время все чаще пытаются выполнить с помощью современных численных методов, в частности метода конечных элементов. Получение эффективного решения задачи о разрушении требует с помощью МКЭ использовать специальные расчетные процедуры, настроенных на учет особенностей, происходящих в материале и конструкции в процессе разрушения. В работе проведены сравнительные исследования трех процедур моделирования распространения хрупких трещин в рамках МКЭ: АСКЭ - адаптивного перестроения сетки конечных

элементов; РКЭ - использования специальных конечных элементов, с эффектом раскрытия трещины и СЭГ - введения специальной сцепляющей зоны по границам конечных элементов, где возможно продвижение трещины.

Эффективность методов проверена на примере хрупкого разрушения трехмерного ледового образца в форме параллелепипеда на трехточечный изгиб.

Результаты расчета сопоставлены с имеющимися экспериментальными данными. Выполнен сравнительный анализ рассмотренных процедур по точности полученных результатов, по эффективности получения решения и по трудоемкости реализации.

Установлено, что лучшими показателями для данной задачи обладают процедуры АСКЭ и РКЭ. Процедуру СЭГ следует рекомендовать для решения задачи о разрушении ледового поля [14].

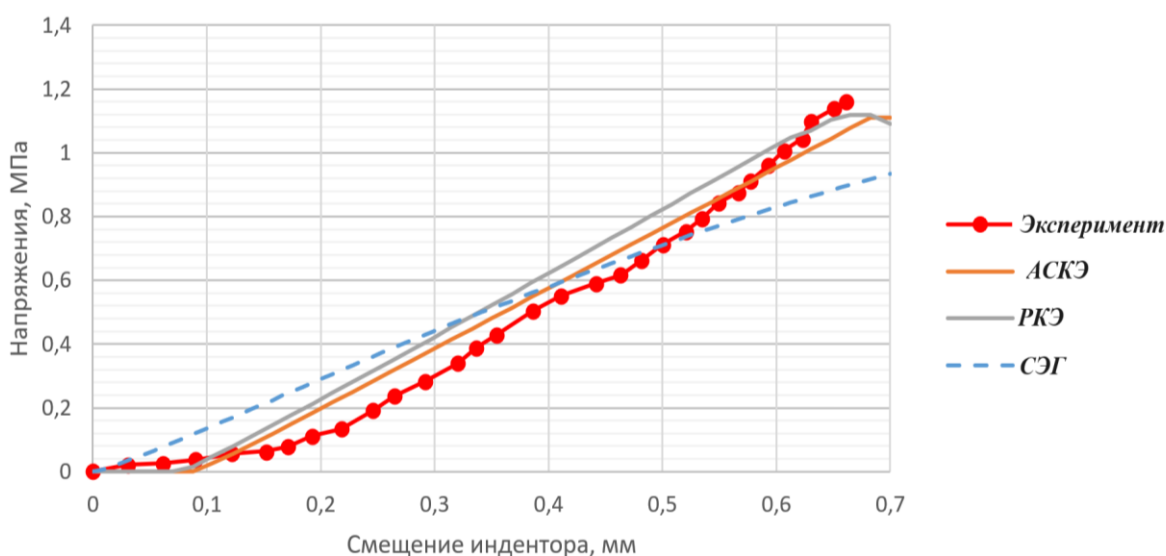


Рис. 15. Зависимости максимального напряжения от перемещения индентора, полученные с помощью процедур: АСКЭ, РКЭ, СЭГ и эксперимента

#### Литература

1. Морозов Е.М. Муземнек А.Ю. Шадский А.С. ANSYS в руках инженера: Механика разрушений. – М.: ЛЕНАНД, 2008 – 456 с.
2. Крыжевич Г.Б. Механика разрушений металлических конструкций: монография. – Санкт-Петербург: ФГУП “Крыловский государственный научный центр”, 2021. 184 с.:ил.
3. Коршунов В. А., Кудинович И. В., Родионов А. А. и др. Анализ безопасности модернизированного плавучего энергоблока при столкновениях // Арктика: экология и экономика. — 2023. — Т. 13, № 2. — С. 211—222. — DOI: 10.25283/2223-4594-2023-2-211-222.
4. Коршунов В.А., Родионов А.А. Введение в метод конечных элементов: учеб. пособие / В.А. Коршунов, А.А. Родионов. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2016
5. Jie Su Experimental Studies on Elastic Modulus and Flexural Strength of Sea Ice in the Bohai Sea / Shun-ying Ji, An-liang Wang, Jie Su, Qian-jin Yue // Journal of Cold Regions Engineering. – 2011. – С. 181-195
6. Ли Шуньин Экспериментальные исследования и анализ характеристик предела прочности морского льда на изгиб вдоль побережья Бохайского залива. Сравнение с пределом прочности морского льда на изгиб морей русской Арктики / Ли Шуньин, Пэн Чэн, В.А. Пяткин // Евразийский Союз Ученых. – 2018. – №4. – С. 52-60
7. ANSYS V22.R1 Fracture Analysis Guide. - USA: Swanson Analysis Systems Inc. – 2022.
8. Броек Д. Основы механики разрушения / Д. Броек; пер. В.И. Дорофеев. – М.: Высшая школа. – 1980.
9. Вовк Л.П. Моделирование распространения трещины из вершины острого V-образного выреза модели, ослабленной разгружающим отверстием / Л.П. Вовк, Е.С. Кисель // Журнал теоретической и прикладной механики. – 2019. – №1. – С. 18-30
10. Alshoaibi A.M. Finite element simulation of a crack growth in the presence of a hole in the vicinity of the crack trajectory / A.M. Alshoaibi, Y.A. Fageehi // Materials. – 2022. – №363. – С. 1-13

11. Kuutti J., Kolari K., Marjavaara P., Simulation of ice crushing experiments with cohesive surface methodology, *Cold Regions Science and Technology* 92 (2013) 17–28.
12. Коршунов В.А., Машенко А.В., Мудрик Р.С. [и др.] Дискретизации области для численного решения задач разрушения // *Морские интеллектуальные технологии*. – 2021. – № 4-2(54). – С. 45-52. – DOI 10.37220/MIT.2021.54.4.066.
13. Препарата Ф. Вычислительная геометрия: Введение / Ф. Препарата, М. Шеймос; ред. Ю.М. Баяковский. – М.: “Мир”, 1989. – 249 с.
14. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Численное моделирование ледового сопротивления судна с использованием методологии сцепляющих элементов // *Морские интеллектуальные технологии*. – 2019. – № 4-2(46). – С. 225-231.

#### References

1. Morozov E.M. Muzemnek A.Ju. Shadskij A.S. ANSYS v rukah inzhenera: Mehanika razrushenij [ANSYS in the hands of an engineer: Mechanics of destruction]. – М.: LENAND, 2008 – 456 s.
2. Kryzhevich G.B. Mehanika razrushenij metallicheskih konstrukcij [Mechanics of destruction of metal structures]: monografija. – Sankt-Peterburg: FGUP “Krylovskij gosudarstvennyj nauchnyj centr”, 2021. 184 s.:il.
3. Korshunov, V. A., Kudinovich, I. V., Rodionov, A. A., Suteeva, A. Zh., Shuvalov, G. M. Safety analysis of the floating power unit under collision. *Arctic: Ecology and Economy*, 2023, vol. 13, no. 2, pp. 211–222. DOI: 10.25283/2223-4594-2023-2-211-222.
4. Korshunov V.A., Rodionov A.A. Vvedenie v metod konechnyh jelementov [Introduction to Finite Element Method]: ucheb. posobie / V.A. Korshunov, A.A. Rodionov. – Spb.: Izd-vo SPbGMTU, 2016
5. Jie Su Experimental Studies on Elastic Modulus and Flexural Strength of Sea Ice in the Bohai Sea / Shun-ying Ji, An-liang Wang, Jie Su, Qian-jin Yue // *Journal of Cold Regions Engineering*. – 2011. – С. 181-195
6. Li Shun'in Jeksperimental'nye issledovanija i analiz harakteristik predela prochnosti morskogo l'da na izgib vdol' poberezh'ja Bohajnskogo zaliva. Sravnenie s predelom prochnosti morskogo l'da na izgib morej russkoj Arktiki / Li Shun'in, Pjen Chjen, V.A. Pjatkin // *Evrazijskij Sojuz Uchenyh*. – 2018. – №4. – S. 52-60
7. ANSYS V22.R1 Fracture Analysis Guide. - USA: Swanson Analysis Systems Inc. – 2022.
8. Broek D. Osnovy mehaniki razrushenija [Fundamentals of Fracture Mechanics] / D. Broek; per. V.I. Dorofeev. – М.: Vysshaja shkola. – 1980.
9. Vovk L.P. Modelirovanie rasprostraneniya treshhiny iz vershiny ostrogo V-obraznogo vyreza modeli, oslablennoj razgruzhajushim otverstiem [Modeling the distribution of cracks from top of acute v-cut models, destroyed by the unloading hole] / L.P. Vovk, E.S. Kisel' // *Zhurnal teoreticheskoj i prikladnoj mehaniki*. – 2019. – №1. – S. 18-30
10. Alshoabi A.M. Finite element simulation of a crack growth in the presence of a hole in the vicinity of the crack trajectory / A.M. Alshoabi, Y.A. Fageehi // *Materials*. – 2022. – №363. – С. 1-13
11. Kuutti J., Kolari K., Marjavaara P., Simulation of ice crushing experiments with cohesive surface methodology, *Cold Regions Science and Technology* 92 (2013) 17–28.
12. Korshunov V.A., Mashhenko A.V., Mudrik R.S. [i dr.] Diskretizacii oblasti dlja chislennoogo reshenija zadach razrushenija [Domain discretizations for numerical solution of fracture problems] // *Morskie intellektual'nye tehnologii*. – 2021. – № 4-2(54). – С. 45-52. – DOI 10.37220/MIT.2021.54.4.066.
13. Preparata F. Vychislitel'naja geometrija: Vvedenie [Computational Geometry: Introduction] / F. Preparata, M. Shejmos; red. Ju.M. Bajakovskij. – М.: “Mir”, 1989. – 249 s.
14. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Chislennoe modelirovanie ledovogo soprotivlenija sudna s ispol'zovaniem metodologii scepplajushhih jelementov [Numerical modeling of the ice resistance of a ship with cohesive elements methodology] // *Morskie intellektual'nye tehnologii*. – 2019. – № 4-2(46). – С. 225-231.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Коршунов Владимир Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

**Vladimir A. Korshunov**, Ph.D. (Eng), associate professor of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

**Машенко Анастасия Владимировна**, магистр кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: anastymash@gmail.ru

**Anastasia V. Mashchenko**, master of the Department of Ship Construction Mechanics, Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, anastymash@gmail.ru

**Мудрик Роман Сергеевич**, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Пономарев Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Родионов Александр Александрович**, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

**Roman S. Mudrik**, graduate student of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

**Dmitry A. Ponomarev**, Ph.D. (Eng), associate professor of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

**Alexander A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng), professor, head of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 31.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 15.11.2023.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.050>

## Определение ускорений в различных точках судна, вызываемых нелинейной качкой на регулярном волнении в условиях мелководья

Альбаев Д.А.<sup>1</sup> [albaevdaniil@gmail.com](mailto:albaevdaniil@gmail.com)<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** В статье рассматривается определение составляющих ускорения с учетом влияния нелинейных сил второго порядка и соответствующих амплитуд вторых гармоник различных видов качки на основании применения трехмерной потенциальной теории в условиях жидкости ограниченной глубины. Приведены расчеты продольно-горизонтальных, поперечно-горизонтальных и вертикальных ускорений в различных точках судов при качке на различных курсовых углах. Выполнено сравнение линейных составляющих ускорения и нелинейных. Показано значительное влияние нелинейных сил на все составляющие ускорения. Данное влияние имеет место в зоне низких частот, характерных для расположения супергармонических резонансных режимов вертикальной и бортовой качки. Проведено исследование влияния изменения относительной глубины на составляющие ускорения. Показано значительное увеличение всех трех составляющих в зоне низких частот при уменьшении относительной глубины. Приведено исследование влияния учета уточненных направляющих косинусов. Показано незначительное влияние данного учета. Показано наибольшее влияние нелинейных сил второго порядка и вызываемых ими амплитуд на составляющие ускорения при качке судна лагом к волнению.

**Ключевые слова:** ускорения, качка судна, нелинейная качка, мелководье.

**Для цитирования:** Альбаев Д.А., Определение ускорений в различных точках судна, вызываемых нелинейной качкой на регулярном волнении в условиях мелководья, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 93—98. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.050

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.050>

## Determination of accelerations at various points of the ship caused by nonlinear motions in regular waves in shallow water

Danil A. Al'baev<sup>1</sup> [albaevdaniil@gmail.com](mailto:albaevdaniil@gmail.com)<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

**Abstract.** The article discusses the determination of acceleration components taking into account the influence of second-order nonlinear forces and the corresponding amplitudes of the second harmonics of various types of motion based on the application of three-dimensional potential theory in conditions of shallow water. Calculations of longitudinal-horizontal, transverse-horizontal and vertical accelerations at various points of ships during the motions at various heading angles are given. A comparison has been made between linear and nonlinear components of acceleration. The significant influence of nonlinear forces on all components of acceleration is shown. This influence occurs in the low-frequency zone, characteristic of the location of superharmonic resonant modes of vertical and roll motion. A study was carried out of the influence of changes in relative depth on the acceleration components. A significant increase in all three components in the low-frequency zone is shown with decreasing relative depth. A study of the influence of refined direction cosines is presented. The influence of this accounting is shown to be insignificant. The greatest influence of second-order nonlinear forces and the amplitudes they cause on the components of acceleration during the ship's motions in beam waves is shown.

**Keywords:** accelerations, ship motions, nonlinear motions, shallow water.

**For citation:** Danil A. Al'baev, Determination of accelerations at various points of the ship caused by nonlinear motions in regular waves in shallow water. Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 93—98. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.050

### Введение

Одним из практических приложений расчетов качки как линейной, так и нелинейной является определение ускорений в произвольной точке судна. Метод расчета ускорений любой фиксированной точки судна применительной к линейной постановке задачи о качке изложен в работах [2], [3]. Знание амплитуд вторых гармоник позволяет определить нелинейные ускорения второго порядка. Расчет нелинейных составляющих ускорений в условиях мелководья был впервые сделан в работах Со Чжо Ту [7], [8]. При этом нелинейные силы определялись

на основании двумерной теории, поэтому в работе были определены только поперечно-горизонтальная и вертикальная составляющие ускорений. Было показано значительное влияние нелинейных сил в зонах супергармонических резонансных режимов, увеличивающееся с уменьшением глубины. В работах Тан Хтун Аунг были определены все три составляющие ускорения на основании трехмерной потенциальной теории, но определялись только линейные составляющие [9], [10]. На основании линейной трехмерной потенциальной теории также были определены ускорения при качке параллельно вертикальной стенке и в канале в работе [4]. В

настоящей работе определяются ускорения на основании трехмерной потенциальной теории и с учетом нелинейных амплитуд качки второго порядка, определенных в работах автора [5], [6].

**Описание метода**

Горизонтальные и вертикальные ускорения произвольной точки m определяются следующими выражениями [1]:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_m &= \ddot{\xi}_g - \ddot{\chi}y + \ddot{\psi}z \\ \ddot{\eta}_m &= \ddot{\eta}_g - \ddot{\theta}z + \ddot{\chi}x; \\ \ddot{\zeta}_m &= \ddot{\zeta}_g - \ddot{\psi}x + \ddot{\theta}y. \end{aligned} \quad (1)$$

Где

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_g &= -\omega_k^2 \xi_g^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\xi^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_1 4 \omega_k^2 \xi_g^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\xi^{(2)}); \\ \ddot{\eta}_g &= -\omega_k^2 \eta_g^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\eta^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_2 4 \omega_k^2 \eta_g^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\eta^{(2)}); \\ \ddot{\zeta}_g &= -\omega_k^2 \zeta_g^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\zeta^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_3 4 \omega_k^2 \zeta_g^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\zeta^{(2)}); \\ \ddot{\theta} &= -\omega_k^2 \theta^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\theta^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_4 4 \omega_k^2 \theta^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\theta^{(2)}); \\ \ddot{\psi} &= -\omega_k^2 \psi^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\psi^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_5 4 \omega_k^2 \psi^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\psi^{(2)}); \\ \ddot{\chi} &= -\omega_k^2 \chi^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_\chi^{(1)}) - \\ &\quad - \varepsilon_6 4 \omega_k^2 \chi^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_\chi^{(2)}). \end{aligned} \quad (2)$$

Представим горизонтальные и вертикальные ускорения точки m аналогично (2):

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_m &= \ddot{\xi}_{mA}^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_{\xi m}^{(1)}) + \\ &\quad + \ddot{\xi}_{mA}^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_{\xi m}^{(2)}) \\ \ddot{\eta}_m &= \ddot{\eta}_{mA}^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_{\eta m}^{(1)}) + \\ &\quad + \ddot{\eta}_{mA}^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_{\eta m}^{(2)}); \\ \ddot{\zeta}_m &= \ddot{\zeta}_{mA}^{(1)} \sin(\omega_k t + \delta_{\zeta m}^{(1)}) + \\ &\quad + \ddot{\zeta}_{mA}^{(2)} \sin(2\omega_k t + \delta_{\zeta m}^{(2)}). \end{aligned} \quad (3)$$

Подставляя (2) в (1) и сравнивая их с (3), после несложных преобразований найдем выражения для амплитуд ускорений произвольной точки первого и второго порядков:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_{mA}^{(1)} &= \omega_k^2 \sqrt{\xi_g^{(1)^2 + y^2 \chi^{(1)^2 + z^2 \psi^{(1)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2y \xi_g^{(1)} \chi^{(1)} \cos(\delta_\xi^{(1)} - \delta_\chi^{(1)}) -}{-2z \xi_g^{(1)} \psi^{(1)} \cos(\delta_\xi^{(1)} - \delta_\psi^{(1)}) -} \\ &\quad - 2zy \chi^{(1)} \psi^{(1)} \cos(\delta_\chi^{(1)} - \delta_\psi^{(1)}); \\ \ddot{\xi}_{mA}^{(2)} &= 4\omega_k^2 \sqrt{\varepsilon_1^2 \xi_g^{(2)^2 + y^2 \varepsilon_2^2 \chi^{(2)^2 + z^2 \varepsilon_3^2 \psi^{(2)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2y \varepsilon_1 \varepsilon_6 \xi_g^{(2)} \chi^{(2)} \cos(\delta_\xi^{(2)} - \delta_\chi^{(2)}) -}{-2z \varepsilon_1 \varepsilon_5 \xi_g^{(2)} \psi^{(2)} \cos(\delta_\xi^{(2)} - \delta_\psi^{(2)}) -} \\ &\quad - 2zy \varepsilon_6 \varepsilon_5 \chi^{(2)} \psi^{(2)} \cos(\delta_\chi^{(2)} - \delta_\psi^{(2)}); \\ \ddot{\eta}_{mA}^{(1)} &= \omega_k^2 \sqrt{\eta_g^{(1)^2 + x^2 \chi^{(1)^2 + z^2 \theta^{(1)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2z \eta_g^{(1)} \theta^{(1)} \cos(\delta_\eta^{(1)} - \delta_\theta^{(1)}) +}{+ 2x \eta_g^{(1)} \chi^{(1)} \cos(\delta_\chi^{(1)} - \delta_\eta^{(1)}) -} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} &\quad - 2zx \chi^{(1)} \theta^{(1)} \cos(\delta_\chi^{(1)} - \delta_\theta^{(1)}); \\ \ddot{\eta}_{mA}^{(2)} &= 4\omega_k^2 \sqrt{\varepsilon_2^2 \eta_g^{(2)^2 + x^2 \varepsilon_6^2 \chi^{(2)^2 + z^2 \varepsilon_4^2 \theta^{(2)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2z \varepsilon_2 \varepsilon_4 \eta_g^{(2)} \theta^{(2)} \cos(\delta_\eta^{(2)} - \delta_\theta^{(2)}) +}{+ 2x \varepsilon_2 \varepsilon_6 \eta_g^{(2)} \chi^{(2)} \cos(\delta_\chi^{(2)} - \delta_\eta^{(2)}) -} \\ &\quad - 2zx \varepsilon_6 \varepsilon_4 \chi^{(2)} \theta^{(2)} \cos(\delta_\chi^{(2)} - \delta_\theta^{(2)}); \\ \ddot{\zeta}_{mA}^{(1)} &= \omega_k^2 \sqrt{\zeta_g^{(1)^2 + x^2 \psi^{(1)^2 + y^2 \theta^{(1)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2x \zeta_g^{(1)} \psi^{(1)} \cos(\delta_\zeta^{(1)} - \delta_\psi^{(1)}) +}{+ 2y \zeta_g^{(1)} \theta^{(1)} \cos(\delta_\zeta^{(1)} - \delta_\theta^{(1)}) -} \\ &\quad - 2yx \psi^{(1)} \theta^{(1)} \cos(\delta_\psi^{(1)} - \delta_\theta^{(1)}); \\ \ddot{\zeta}_{mA}^{(2)} &= 4\omega_k^2 \sqrt{\varepsilon_3^2 \zeta_g^{(2)^2 + x^2 \varepsilon_5^2 \psi^{(2)^2 + y^2 \varepsilon_4^2 \theta^{(2)^2}} -} \\ &\quad - \frac{2x \varepsilon_3 \varepsilon_5 \zeta_g^{(2)} \psi^{(2)} \cos(\delta_\zeta^{(2)} - \delta_\psi^{(2)}) +}{+ 2y \varepsilon_3 \varepsilon_4 \zeta_g^{(2)} \theta^{(2)} \cos(\delta_\zeta^{(2)} - \delta_\theta^{(2)}) -} \\ &\quad - 2yx \varepsilon_4 \varepsilon_5 \psi^{(2)} \theta^{(2)} \cos(\delta_\psi^{(2)} - \delta_\theta^{(2)}). \end{aligned}$$

Ускорения первого порядка  $\ddot{\xi}_{mA}^{(1)}, \ddot{\eta}_{mA}^{(1)}, \ddot{\zeta}_{mA}^{(1)}$  можно уточнить за счет использования в выражении (1) матрицы направляющих косинусов с точностью до второго порядка малости. В этом случае данная матрица будет иметь вид [1]:

$$\begin{pmatrix} 1 - \frac{\chi^2}{2} - \frac{\psi^2}{2} & -\chi + \theta\psi & \psi + \theta\chi \\ \chi & 1 - \frac{\theta^2}{2} - \frac{\chi^2}{2} & -\theta + \chi\psi \\ -\psi & \theta & 1 - \frac{\theta^2}{2} - \frac{\psi^2}{2} \end{pmatrix} \quad (5)$$

Тогда в применении для дополнительных ускорений, обусловленных произведений амплитуд первого порядка, они примут вид:

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{\xi}_m &= \\ &= -(\ddot{\chi}^{(1)} \chi^{(1)} + \dot{\chi}^{(1)^2} + \ddot{\psi}^{(1)} \psi^{(1)} + \dot{\psi}^{(1)^2})x + \\ &\quad + (\ddot{\theta}^{(1)} \psi^{(1)} + \ddot{\psi}^{(1)} \theta^{(1)} + 2\dot{\theta}^{(1)} \dot{\psi}^{(1)})y + \\ &\quad + (\ddot{\theta}^{(1)} \chi^{(1)} + \dot{\chi}^{(1)} \dot{\theta}^{(1)} + 2\dot{\theta}^{(1)} \dot{\chi}^{(1)})z; \\ \Delta \ddot{\eta}_m &= \\ &= -(\ddot{\theta}^{(1)} \theta^{(1)} + \dot{\theta}^{(1)^2} + \dot{\chi}^{(1)} \chi^{(1)} + \dot{\chi}^{(1)^2})y + \\ &\quad + (\dot{\chi}^{(1)} \psi^{(1)} + \dot{\chi}^{(1)} \theta^{(1)} + 2\dot{\chi}^{(1)} \dot{\psi}^{(1)})z; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\Delta \ddot{\zeta}_m = -(\ddot{\theta}^{(1)} \theta^{(1)} + \dot{\theta}^{(1)^2} + \ddot{\psi}^{(1)} \psi^{(1)} + \dot{\psi}^{(1)^2})z.$$

Подставляя в (6) выражения для амплитуд первого порядка отделяя составляющие при  $\cos(2\omega t)$  и  $\sin(2\omega t)$ , получим выражения для добавок к ускорениям второго порядка:

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{\xi}_{mA} &= \sqrt{\Delta \ddot{\xi}_{mA1} + \Delta \ddot{\xi}_{mA2}}, \\ \Delta \ddot{\xi}_{mA1} &= \\ &= \omega_k^2 \left( -(\chi^{(1)^2} \cos 2\delta_\chi + \psi^{(1)^2} \cos 2\delta_\psi) x + \right. \\ &\quad \left. + 2\theta^{(1)} \psi^{(1)} \cos(\delta_\psi + \delta_\theta) y + \right. \\ &\quad \left. + 2\theta^{(1)} \chi^{(1)} \cos(\delta_\psi + \delta_\chi) z \right), \end{aligned} \quad (7)$$

$$\Delta \ddot{\xi}_{mA2} = \omega_k^2 \left( (\chi^{(1)^2} \sin 2\delta_\chi + \psi^{(1)^2} \sin 2\delta_\psi) x - \right.$$

$$\begin{aligned}
 & -2\theta^{(1)}\psi^{(1)} \sin(\delta_\psi + \delta_\theta) y - \\
 & -2\theta^{(1)}\chi^{(1)} \sin(\delta_\psi + \delta_\chi) z \Big). \\
 & \Delta\ddot{\eta}_{mA} = \sqrt{\Delta\ddot{\eta}_{mA1} + \Delta\ddot{\eta}_{mA2}}, \\
 & \Delta\ddot{\eta}_{mA1} = \\
 & = \omega_k^2 \left( -(\theta^{(1)2} \cos 2\delta_\theta + \chi^{(1)2} \cos 2\delta_\chi) y + \right. \\
 & \quad \left. + 2\chi^{(1)}\psi^{(1)} \cos(\delta_\chi + \delta_\psi) z \right), \quad (8) \\
 & \Delta\ddot{\eta}_{mA2} = \omega_k^2 \left( (\theta^{(1)2} \sin 2\delta_\theta + \chi^{(1)2} \sin 2\delta_\chi) y - \right. \\
 & \quad \left. - 2\chi^{(1)}\psi^{(1)} \sin(\delta_\chi + \delta_\psi) z \right). \\
 & \Delta\ddot{\zeta}_{mA} = \sqrt{\Delta\ddot{\zeta}_{mA1} + \Delta\ddot{\zeta}_{mA2}}, \\
 & \Delta\ddot{\zeta}_{mA1} = -\omega_k^2 \left( \theta^{(1)2} \cos 2\delta_\theta + \psi^{(1)2} \cos 2\delta_\psi \right) z, \quad (9) \\
 & \Delta\ddot{\zeta}_{mA2} = \omega_k^2 \left( \theta^{(1)2} \sin 2\delta_\theta + \psi^{(1)2} \sin 2\delta_\psi \right) z.
 \end{aligned}$$

Входящие в выражения амплитуды качки второго порядка были определены в работе [4].

### Анализ результатов

Расчеты ускорений проводились для различных типов судов: сухогруз “Новгород” ( $L = 138$  м,  $B = 20,6$  м,  $T = 9$  м,  $\delta = 0,68$ ,  $\alpha = 0,78$ ,  $h_0 = 1,0$  м,  $H_0 = 137,2$  м), балкер “Капитан Панфилов” ( $L = 134$  м,  $B = 20,6$  м,  $T = 9,4$  м,  $\delta = 0,78$ ,  $\alpha = 0,88$ ,  $h_0 = 1,45$  м,  $H_0 = 143$  м), лесовоз “Николай Новиков” ( $L = 140$  м,  $B = 21$  м,  $T = 8,68$  м,  $\delta = 0,74$ ,  $\alpha = 0,83$ ,  $h_0 = 2,31$  м,  $H_0 = 153,5$  м).

Расчеты ускорений проводились в трех характерных точках: 1 – на носовом перпендикуляре ( $L/2; 0; H - T$ ), 2 – в точке на борту ( $0; B/2; H - T$ ), 3 – в точке ориентировочного расположения рубки ( $L/4; B/4; H - T$ ). Каждая составляющая ускорения рассчитывалась по линейной теории, с уточненными косинусами и по нелинейной теории для различных курсовых углов и относительных глубин  $H/T$ . Все ускорения приведены на графиках в долях от  $g$ . Расчеты входящих в выражения для ускорений амплитуд вторых гармоник качки были сопоставлены с расчетами по двумерной теории в работе [5].

На рисунках 1 – 3 приведены результаты расчетов трех составляющих ускорения для сухогруза “Новгород” при курсовом угле ( $\beta_\beta$ ) 135 и  $H/T = 2$ . Видно, что учет направляющих косинусов во втором приближении проявляется только при расчете поперечно-горизонтальной составляющей ускорения (рис. 2) и не превышает 10%. Наибольшее влияние оказывает учет нелинейных сил второго порядка. Их влияние проявляется в зоне частот  $\omega < 0,5$ . В этой зоне на отдельных частотах продольно-горизонтальные составляющие и вертикальные, вычисленные с учетом нелинейных сил могут быть в 2-3 раза больше линейных (рис. 1, 3). В зоне частот  $\omega > 0,5$  влияние нелинейных сил отсутствует. Значительное увеличение нелинейных ускорений связано, в первую очередь, с увеличением амплитуд вторых гармоник абсолютно всех видов качки именно в этой зоне. Данное увеличение амплитуд было подробно рассмотрено в работах [4], [5].

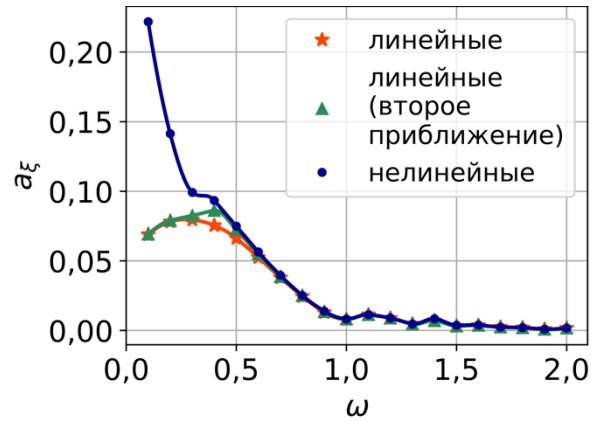


Рис. 1.  $a_x$  на правом борту для сухогруза “Новгород” ( $H/T = 2,0, \beta_\beta = 135$ )

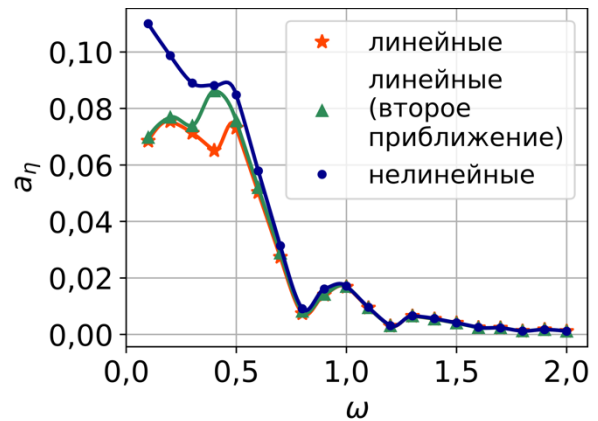


Рис. 2.  $a_y$  на правом борту для сухогруза “Новгород” ( $H/T = 2,0, \beta_\beta = 135$ )

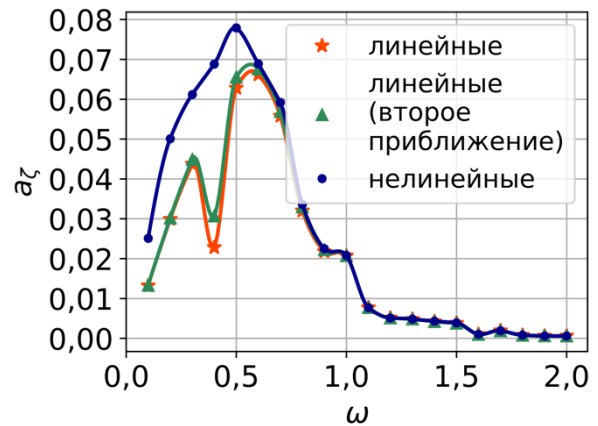


Рис. 3.  $a_z$  на правом борту для сухогруза “Новгород” ( $H/T = 2,0, \beta_\beta = 135$ )

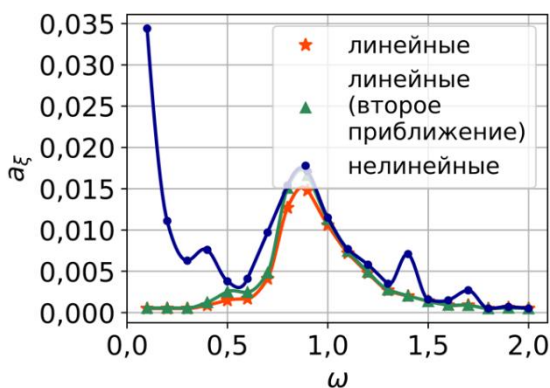


Рис. 4.  $a_{\xi}$  на рубке для балкера “Капитан Панфилов” ( $H/T = 1,5, \beta_{\beta} = 90$ )

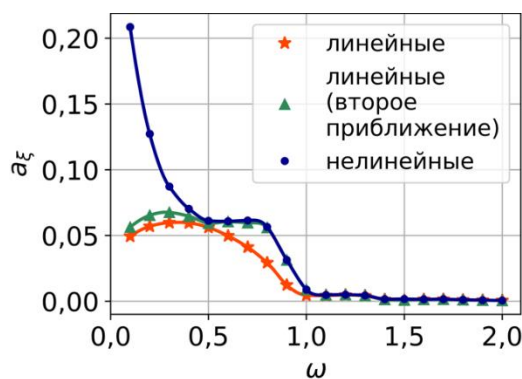


Рис. 7.  $a_{\xi}$  на носовом перпендикуляре для лесовоза “Николай Новиков” ( $H/T = 2,0, \beta_{\beta} = 60$ )

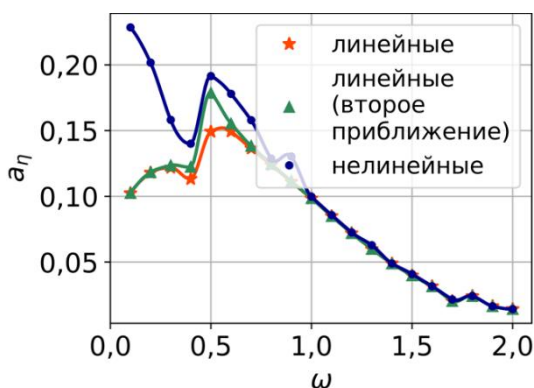


Рис. 5.  $a_{\eta}$  на рубке для балкера “Капитан Панфилов” ( $H/T = 1,5, \beta_{\beta} = 90$ )

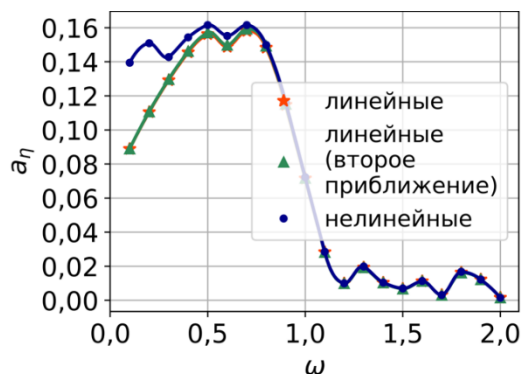


Рис. 8.  $a_{\eta}$  на носовом перпендикуляре для лесовоза “Николай Новиков” ( $H/T = 2,0, \beta_{\beta} = 60$ )

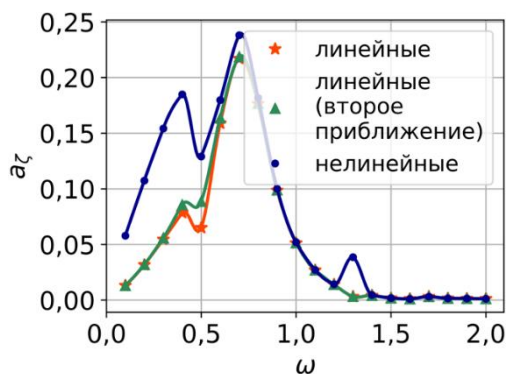


Рис. 6.  $a_{\zeta}$  на рубке для балкера “Капитан Панфилов” ( $H/T = 1,5, \beta_{\beta} = 90$ )

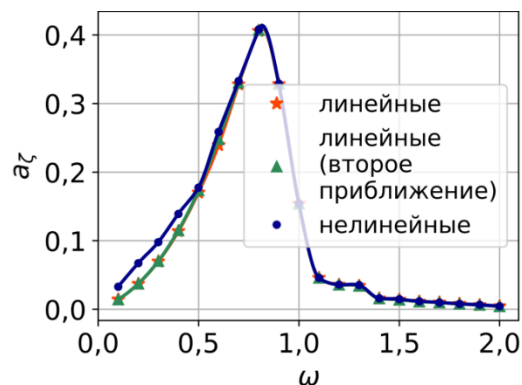


Рис. 9.  $a_{\zeta}$  на носовом перпендикуляре для лесовоза “Николай Новиков” ( $H/T = 2,0, \beta_{\beta} = 60$ )

Наибольшее влияние нелинейных сил на составляющие ускорения было отмечено при расположении судна лагом к волнению, что также связано с наибольшим увеличением амплитуд вторых гармоник при таком расположении судна.

На рисунках 4 – 6 приведены расчеты составляющих ускорения для балкера “Капитан Панфилов”. Видно многократное увеличение продольно-горизонтальных составляющих ускорения в зоне частот  $\omega < 0,5$  по сравнению с линейными, хотя сами значения ускорений незначительны. Влияние нелинейных факторов на поперечно-горизонтальные и вертикальные составляющие также значительно в зоне частот  $\omega < 0,5$  (рис. 5, 6) и может составлять от 40 до 60%.

На рисунках 7 – 9 приведены результаты расчетов составляющих ускорений на косом курсовом угле 60 градусов при качке лесовоза “Николай Новиков”. Здесь влияние косинусов второго порядка незначительно. Влияние нелинейных сил наибольшим образом проявляется для горизонтальных составляющих ускорения. Так, продольно-горизонтальные ускорения, вычисленные по нелинейной теории в 4 раза больше соответствующих значений при частоте  $\omega = 0,1$  (рис. 7) Значения нелинейных поперечно-горизонтальных ускорений на той же частоте примерно в два раза больше соответствующего линейного значения.

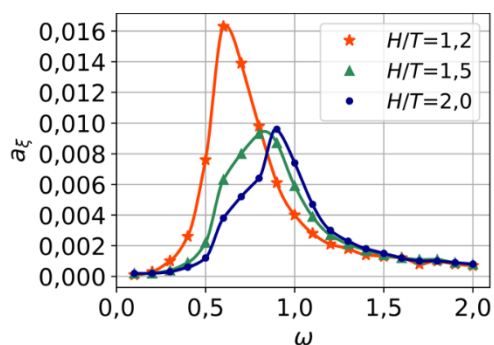


Рис. 10.  $a_z$  для лесовоза "Николай Новиков" при различных  $H/T$  ( $\beta_B = 90$ )

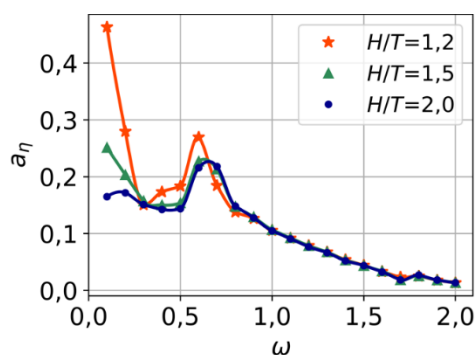


Рис. 11.  $a_x$  для лесовоза "Николай Новиков" при различных  $H/T$  ( $\beta_B = 90$ )

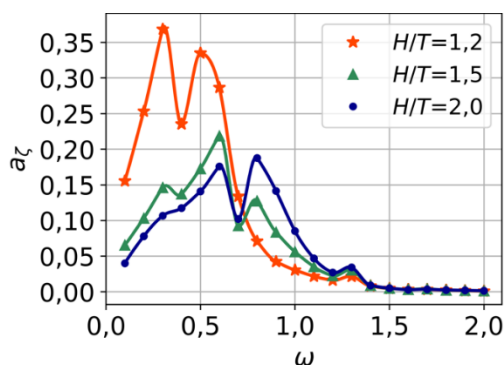


Рис. 12.  $a_y$  для лесовоза "Николай Новиков" при различных  $H/T$  ( $\beta_B = 90$ )

На рисунках 10 – 11 приведены расчеты составляющих ускорений в точке расположения рубки по нелинейной теории в зависимости от изменения относительной глубины  $H/T$  при качке лесовоза "Николай Новиков", расположенного лагом к волнению. Из приведенных на рисунках графиков видно увеличение всех составляющих ускорений в зависимости от уменьшения  $H/T$ . Увеличение имеет место в зоне частот  $\omega < 0,75$ . Так, продольно-горизонтальная составляющая при  $H/T = 1,2$  в 4 раза больше составляющей при  $H/T = 2$  на частоте  $\omega = 0,6$  (рис. 10). Двукратное увеличение вертикальной составляющей наблюдается на той же частоте (рис. 12). Увеличение поперечных составляющих особенно заметно в зоне частот  $\omega < 0,3$  (рис. 11).

Также, для продольно-горизонтальных и вертикальных составляющих ускорения характерны сдвиги максимальных значений в зону низких частот при уменьшении  $H/T$ . Сдвиги объясняются сдвигами соответствующих амплитуд качки, характерными для мелководья [4].

### Заключение

В статье изложен алгоритм расчета составляющих ускорений в произвольной точке судна с учетом нелинейных составляющих второго порядка, обусловленных действием нелинейных сил. Также учтены направляющие косинусы с точностью второго порядка. Показано их незначительное влияние по сравнению с нелинейными составляющими ускорения, обусловленными действием нелинейных сил. Показано значительное влияние нелинейных факторов в зоне низких частот, характерных для супергармонических резонансов. Показано увеличение ускорений в зависимости от уменьшения относительной глубины.

В дальнейшем полученные результаты могут быть использованы при расчетах на нерегулярном волнении.

### Литература

1. Благовещенский С. Н., Холодилин А. Н. Справочник по статике и динамике корабля. Статика корабля. Том 1 // Судостроение, 1975.
2. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении // Судостроение, 1969.
3. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Мореходность судов // Судостроение, 1982.
4. Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. Исследование амплитуд вторых гармоник нелинейной качки судна на регулярном волнении в условиях мелководья // Морские интеллектуальные технологии, 2023, № 2, Ч.1, с. 24-32.
5. Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. Определение амплитуд вторых гармоник нелинейной качки судна на регулярном волнении // Морские интеллектуальные технологии, 2022, № 4 часть 2, 2022, стр.36-45.
6. Семенова В.Ю., Полозов Д.А. Определение ускорений в произвольной судна при качке параллельно вертикальной стенке и в канале // Морские интеллектуальные технологии, 2017, № 4(38), Т.1, с. 56-66.
7. Со Чжо Ту Разработка метода расчета нелинейных сил второго порядка, возникающих при качке судна на мелководье // Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Библиотека СПбГМТУ, 2014.
8. Со Чжо Ту, Семенова В.Ю. Расчет ускорений, возникающих при поперечной качке судна на мелководье с учетом нелинейных сил второго порядка // Морской Вестник, 2014, N2 (50), 2014, с. 99-101.
9. Тан Хтун Аунг Разработка метода расчета качки судов на мелководье на основе трехмерной потенциальной теории // Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Библиотека СПбГМТУ, 2011.

10. Тан Хтун Аунг Определение ускорений, возникающих при качке судна на мелководье // Морской вестник, 2011, N 2(38).

**References**

1. Blagoveshchenskiy S. N., Holodilin A. N. Spravochnik po statike i dinamike korablya [Handbook on statics and dynamics of the ship]. Statika korablya. Tom 1. L.: Sudostroenie, 1975 g.
2. Borodaj I.K., Necvetaev YU.A. (1969) Kachka sudov na morskome volnenii [Ship's motions in sea waves]. L., Sudostroenie.
3. Borodaj I.K., Necvetaev YU.A. (1982) Morekhodnost' sudov [Ship seakeeping]. L., Sudostroenie.
4. Semenova V.YU., Al'baev D.A. (2023) Issledovanie amplitud vtoryh garmonik nelineynoy kachki sudna na regul'yarnom volnenii v usloviyah melkovod'ya [Investigation of the second harmonic amplitudes of a ship's non-linear motion in regular waves in shallow water] Morskie intellektual'nye tekhnologii, № 2, CH.1, s. 24-32.
5. Semenova V.YU., Al'baev D.A. (2022) Opredelenie amplitud vtoryh garmonik nelineynoy kachki sudna na regul'yarnom volnenii. [Determination of the amplitudes of the second harmonics of the non-linear motions of a ship in regular waves] Morskie intellektual'nye tekhnologii № 4 chast' 2, 2022, str.36-45.
6. Semenova V.YU., Polozov D.A. (2017) Opredelenie uskorenij v proizvol'noj sudna pri kachke parallel'no vertikal'noj stenke i v kanale [The determination of the accelerations at an arbitrary point of the ship during its motions parallel to the vertical wall and in the channel]. Morskie intellektual'nye tekhnologii, № 4(38), T.1, s. 56-66.
7. So CHzho Tu (2014) Razrabotka metoda rascheta nelineynih sil vtorogo poryadka, voznikayushchih pri kachke sudna na melkovod'e [Development of the method for calculating second-order nonlinear forces due to ship's motions in shallow water] //Diss. na soisk. uch. step. kand. tekhn. nauk. Biblioteka SPbGMTU.
8. So CHzho Tu, Semenova V.YU. (2014) Raschet uskorenij, voznikayushchih pri poperechnoy kachke sudna na melkovod'e s uchedom nelineynih sil vtorogo poryadka [The calculation of the accelerations occurring during cross rolling of the ship in shallow waters with non-linear forces of the second order]. Morskoj Vestnik N2 (50),2014, c. 99-101.
9. Tan Htun Aung (2011) Razrabotka metoda rascheta kachki sudov na melkovod'e na osnove trekhmernoj potencial'noj teorii. [Development of the method for calculating ship's motions in shallow water based on potential theory] //Diss. na soisk. uch. step. kand. tekhn. nauk. Biblioteka SPbGMTU.
10. Tan Htun Aung (2011). Opredelenie uskorenij, voznikayushchih pri kachke sudna na melkovod'e. [Determination of accelerations occurring at ship's pitch in shallow waters] Morskoj vestnik N 2(38).

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Альбаев Данил Айдарович**, старший преподаватель кафедры теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: albaevdaniil@gmail.com

**Danil A. Al'baev**, senior lecture of department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: albaevdaniil@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 18.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 02.11.2023.

Научная статья

УДК 539.422.224:004.942

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.051>

## Численное моделирование механического поведения льда при квазистатических и динамических нагрузках

Родионов А.А.<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru, Рябушкин С.В.<sup>1</sup> serg.ryabuschkina@yandex.ru,

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Представлена математическая модель деформирования и разрушения льда в широком диапазоне внешних воздействий. Модель основана на методе сглаженных частиц Галёркина (SPG) и современных подходах механики повреждаемых сред. В качестве модели материала для льда используется модель динамического разрушения Джонсона-Холмквиста. В рамках единой модели выполнено численное моделирование квазистатического (скорость 1 мм/с) и динамического (скорость 10 м/с) сжатия ледовых образцов. Результаты численного моделирования находятся в согласии с экспериментальными наблюдениями. Представлены подходы к учету факторов, напрямую влияющих на прочностные характеристики ледовых образований – скорость деформации, гидростатическое давление, а также температура, пористость и солёность – в рамках единой вычислительной модели. Рассмотрены возможности сопряжения бессеточного метода Галеркина с классическими сеточными методами механики сплошной среды с целью моделирования взаимодействия льда с конструкциями и сооружениями. В настоящее время в задачах ледовой механики численное моделирование практически не применяется, а существующие традиционные методы не могут описать комплексное поведение льда, особенно при высоких скоростях деформаций. В этой связи построение и реализация подобного рода моделей является необходимым условием для эффективного решения задач прикладной механики льда, соответствующих современному уровню развития численных методов и соответствующих вычислительных возможностей.

**Ключевые слова:** численное моделирование, механика льда, метод Галеркина, динамическое разрушение, ледовый образец, испытание на сжатие, модель Джонсона-Холмквиста

**Финансирование:** Исследование выполнено при частичной финансовой поддержке государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2023-065 от 13.01.2023.

**Для цитирования:** Родионов А.А., Рябушкин С.В. Численное моделирование механического поведения льда при квазистатических и динамических нагрузках Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 99—105. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.051

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.051>

## Numerical modeling of ice mechanical behavior under quasi-static and dynamic loads

Aleksandr A. Rodionov<sup>1</sup> rodionovsmk@yandex.ru, Sergey V. Ryabushkin<sup>1</sup> serg.ryabuschkina@yandex.ru,

<sup>1</sup>St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

**Abstract.** A mathematical model of ice deformation and destruction under a wide range of external influences is presented. The model is based on the Smoothed Particle Galerkin method (SPG) and the recent approaches of damageable medium mechanics. The Johnson-Holmquist damage model is used as the material model for ice. Numerical modeling of quasi-static (velocity 1 mm/s) and dynamic (velocity 10 m/s) ice samples compression was performed within the unified numerical model. The numerical simulation results are in a good agreement with the experimental observations. The influence of the main factors affecting the ice strength characteristics – strain rate, pressure, temperature, porosity and salinity – is considered. Coupling between the SPG and the standard mesh methods of continuum mechanics in order to simulate ice-structure interaction is proposed and discussed. At present, numerical modeling in ice mechanics problems is practically not used. Meanwhile the existing traditional methods cannot fully simulate the complex ice behavior, especially at high strain rates. Thus, the development of this kind of models is a necessary condition in order to solve ice mechanics problems effectively. The instruments applied correspond to the most recent numerical methods and computational capabilities.

**Keywords:** numerical modeling, ice mechanics, Smoothed Particle Galerkin method, dynamic fracture, ice sample, compression test, Johnson-Holmquist damage model

**Financial Support:** The study was carried out with partial financial support from the state assignment for research work No. 075-03-2023-065 dated 01/13/2023.

**For citation** Alexander A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin. Numerical simulation of mechanical behaviour of ice under quasi-static and dynamic loads, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 99—105. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.051

### Введение

Проблема определения ледовых нагрузок является актуальной проблемой современного судостроения, решаемой разными способами. Традиционно для оценки ледовых нагрузок разрабатываются специальные нормативные документы, относящихся к конкретному типу сооружения. Как правило, результатом такого подхода являются консервативные оценки и упрощенные схемы приложения нагрузок. Другой вариант состоит в применении аналитических моделей взаимодействия тел и сред со сложной реологией (например, т.н. 'гидродинамическая' модель вытеснения ледового порошка для расчета ледовых давлений [1]). Тем не менее, указанные модели имеют следующие проблемные места:

1. Не до конца исследованы процессы разрушения льда в зоне смятия, определяющие пиковые давления;
2. Сложно учесть все сценарии нагружения и динамику взаимодействия объекта со льдом и др.

В свою очередь численное моделирование потенциально расширяет возможности оценки ледовых нагрузок и анализа протекающих при этом процессов. Необходимо отметить, что на сегодняшний день единой общепризнанной модели, учитывающей особенности поведения под нагрузкой такого материала, как лед, не существует. В этой связи построение и реализация подобного рода моделей является необходимым условием для эффективного решения задач прикладной механики льда, соответствующих современному уровню развития численных методов и соответствующих вычислительных возможностей.

В статье представлены основные аспекты разработки прикладной модели механического поведения льда для последующего моделирования его силового взаимодействия с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин.

### Механическое поведение ледовой среды

Физико-механическое поведение льда при нагрузках, особенно динамических, чрезвычайно важно для решения многих прикладных проблем. Исследования фундаментальных свойств льда представлены в работах [2-5].

Сложность математического описания свойств льда связана, в основном, с их зависимостью от большого количества факторов. Так, на физико-механические характеристики (ФМХ) льда, существенное влияние оказывают [2-5]:

- период и район навигации;
- возраст и структура поликристаллов;
- пространственная неоднородность;
- температура, пористость и соленость;
- величина гидростатического давления;
- скорость деформации и проч.

Учет влияния гидростатического давления и скорости деформации требует применения подходящих конститутивных моделей сплошной среды, в то время как влияние остальных факторов может быть учтено путем корректировки соответствующих коэффициентов матрицы жесткости (введением масштабирующих функций в рамках конкретной модели материала), см. рис. 1.



Рис. 1. Учет факторов, влияющих на механические характеристики льда, в рамках модели материала

### Особенности метода сглаженных частиц Галеркина

Для задач с большими деформациями, интенсивным разрушением и разрывами материала особенно эффективен т.н. метод 'сглаженных' частиц Галеркина (Smoothed particle Galerkin, SPG) [6-8]. Разработанный в 2015 г., он является естественным развитием численных методов механики деформируемого твердого тела. На область, занятой телом, наносится сетка узлов. В каждом узле определяется аппроксимирующая функция (т.н. функция ядра  $W$ ), ее действие распространяется на радиус сглаживания, который превышает в 1,5 -2.0 раза расстояние между узлами (рис.2). Аппроксимации соседних частиц складываются, обозначая взаимодействие друг с другом. Разрешающая система уравнений формируется на основе вариационного метода, который в строительной механике корабля относится к разновидности обобщенного метода Бубнова-Галеркина или в более широком смысле к методу Галеркина [6-8].

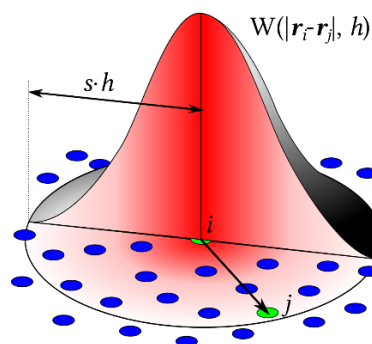


Рис. 2. Аппроксимирующая функция ядра  $W$  и радиус 'видимости' соседних частиц (синим) [6-8]

Изначально все частицы связаны между собой и сплошное тело деформируется в соответствии с заданной моделью материала. Связь обеспечивается уравнениями связи. Разрыв связи между частицами (т.е. локальное разрушение) происходит на основе феноменологических критериев. В отличие от родственных методов, SPG разработан специально для задач механики разрушения и лишен основных недостатков других бессеточных методов (например, метода SPH) [6-8].

**Модель динамического разрушения Джонсона-Холмквиста**

По результатам комплексного анализа моделей разрушения, применяемых для описания поведения поврежденных хрупких материалов, подверженных большим деформациям и скоростям деформаций, произведена адаптация модели динамического разрушения Джонсона-Холмквиста как наиболее перспективной для задач прикладной механики льда. Разработанная в 1994 г., модель позволяет описать поведение материала (льда) в широком диапазоне внешних воздействий на всех стадиях работы [9-10]:

1. Упругое и пластическое деформирование;
2. Зарождение, накопление и распространение повреждений;
3. Разрушение и поведение полностью разрушенного материала.

Модель Джонсона-Холмквиста классифицирует материал по трем состояниям (стадиям): *неповрежденное, разрушающееся и полностью разрушенное*, при этом каждая стадия работы описывается своим комплексом феноменологических уравнений [11,12] (рис. 3).

Предполагается, что материал изначально упругий и изотропный. Появление пластической деформации (т.е. переход материала из упругого в упругопластическое состояние) возможно при достижении определенного условия – превышения динамического предела упругости материала (предел упругости Гюгоню). В модели пластическая деформация ассоциируется с повреждением, способным нелинейным образом накапливаться (аккумулироваться) внутри объема материала. Предполагается, что поверхность пластичности меняется (эволюционирует) в зависимости от уровня накопленных повреждений  $D$ , при этом в нее входят поверхности пластичности как *неповрежденного*  $\sigma_i^*$ , так и *полностью разрушенного*  $\sigma_f^*$  материала. Частные поверхности пластичности являются мультипликативными функциями давления и скорости деформации. Согласно [9], промежуточные поверхности пластичности строятся на основе линейной интерполяции, управляющим коэффициентом которой служит скалярный параметр поврежденности  $D$ :

$$\sigma^* = \sigma_i^* - D(\sigma_i^* - \sigma_f^*), \quad (1)$$

где  $\sigma^*$  – интенсивность напряжений;  $0 \leq D \leq 1$  – степень повреждения.

Для *неповрежденного* материала поверхность пластичности (предел текучести) определяется как:

$$\sigma_i^* = A(P^* + T^*)^N (1 + C \ln \dot{\epsilon}^*); \quad (2)$$

а для *полностью разрушенного*:

$$\sigma_f^* = B(P^*)^M (1 + C \ln \dot{\epsilon}^*) \leq \sigma_{fmax}^*, \quad (3)$$

где  $A, B, C, M, N$  – базовые константы модели;  $\sigma_{fmax}^*$  – предельное значение для  $\sigma_f^*$ ;  $P^*$  – нормированное гидростатическое давление;  $T^*$  – предельное значение гидростатического напряжения, которое способен выдержать материал при объемном растяжении не разрушаясь;  $\dot{\epsilon}^* = \dot{\epsilon} / \dot{\epsilon}_0$  – безразмерная скорость деформации;  $\dot{\epsilon}_0$  – эталонная скорость деформации. Традиционно нормировка параметров производится на

напряжение, соответствующее динамическому пределу упругости Гюгоню.

Модель разрушения Джонсона-Холмквиста для эволюции параметра поврежденности  $D$  и описания кумулятивной картины повреждений использует кинетическое уравнение (нелинейная модель накопления повреждений):

$$\frac{dD}{dt} = \frac{1}{\epsilon_p^f} \frac{d\epsilon_p}{dt} \rightarrow D = \sum \frac{\Delta \epsilon_p}{\epsilon_p^f}, \quad (4)$$

где  $\Delta \epsilon_p$  – инкремент эквивалентной пластической деформации;  $\epsilon_p^f$  – пластическая деформация разрушения (при постоянном давлении):

$$\epsilon_p^f = f(P) = D_1(P^* + T^*)^{D_2}, \quad (5)$$

где  $D_1, D_2$  – безразмерные константы материала (коэффициент и показатель разрушения).

Для расчета пластических деформация используются классические уравнения теории пластического течения с условием (критерием) текучести Мизеса – уравнения Прандтля-Рейса.

В общей сложности модель требует задания четырех классов базовых свойств материала: *упругие постоянные, константы переменной поверхности пластичности, уравнения состояния и константы разрушения*. В рамках настоящего исследования методики их определения [9-12], разработанные в первую очередь для бетонов и горных пород, были адаптированы для моделирования механического поведения льда при динамических нагрузках.

Представленные подходы к описанию механического поведения хрупких материалов (в т.ч. льда) относятся к классу феноменологических и являются общепризнанными и широко используются в механике деформируемого твердого тела [9-12].

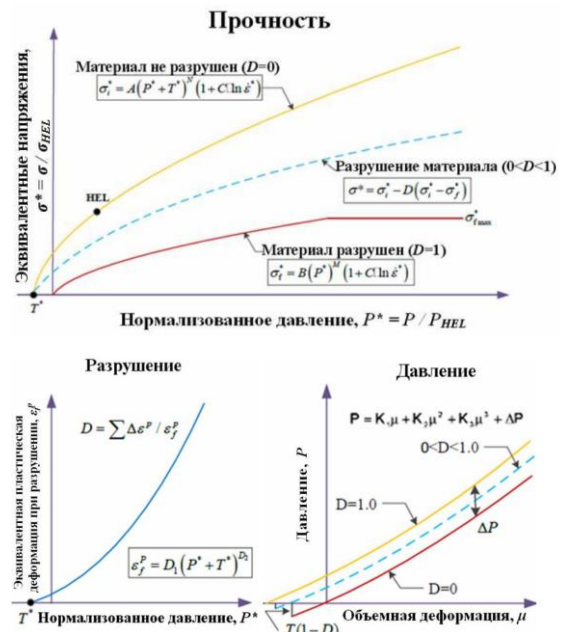


Рис. 3. Основные зависимости и положения модели динамического разрушения Джонсона-Холмквиста [11]

На базе указанных методик были определены параметры модели динамического разрушения льда (табл. 1). Последующее уточнение (и валидацию)

указанных параметров возможно произвести на тестовых задачах, имеющих апробированную теоретическую и экспериментальную базу.

**Численное моделирование квазистатического сжатия ледового образца**

При квазистатическом сжатии происходит медленное и контролируемое увеличение давления на образец (скорость порядка 1 мм/с). Численная модель ледового образца представлена на рис. 4. Красным обозначены 'сглаженные' частицы Галеркина, а белым – виртуальные связи между ними.

Кривые деформирования (в терминах 'сила-перемещение') представлены на рис. 5 (а), экспериментальные кривые на рис. 5 (б) [13,14].

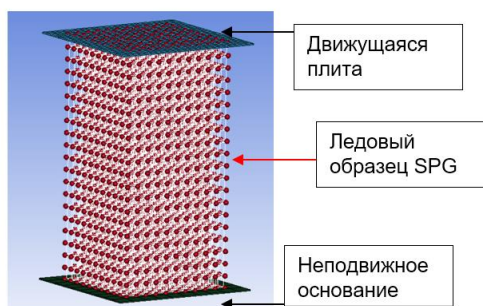


Рис. 4. Модель ледового образца в SPG-постановке

Можно видеть (рис. 5), что в условиях квазистатики зависимость, в основном, линейная и разрушение происходит практически мгновенно при достижении критического напряжения – что соответствует картине хрупкого разрушения. При этом в процессе нагружения наблюдается многократная силовая разгрузка образца, связанная с зарождением (инициализацией), накоплением и последующим распространением повреждений (выделено черным).

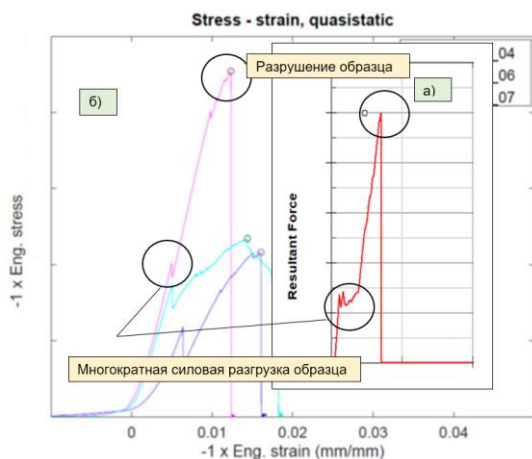


Рис. 5. Кривые деформирования образца при квазистатическом сжатии (скорость 1 мм/с): а) результаты численного моделирования (справа); б) экспериментальные кривые (слева) [13,14]

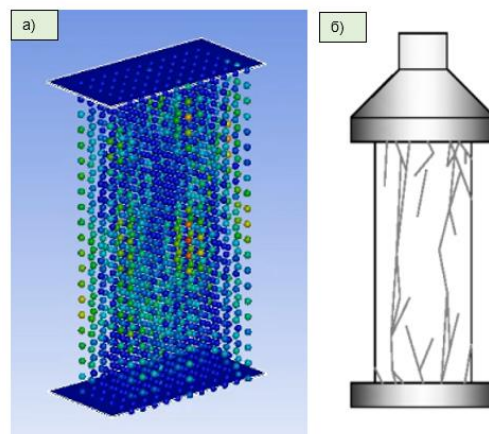


Рис. 6. Картины разрушения образца при квазистатическом сжатии: а) результаты численного моделирования; б) эксперимент [13,14]

Фрагмент процесса распространения повреждений при квазистатическом нагружении представлен на рис. 6 (а). Можно видеть, что повреждения в образце прорастают вертикально. Картины разрушения экспериментальных образцов представлены на рис. 6 (б) [13,14].

**Численное моделирование динамического сжатия ледового образца**

При динамическом сжатии (скорость порядка 10 м/с) механическое поведение льда качественно меняется [13,14]. Образец льда подвергается сжатию путем задания перемещения (усилия) на сжимающую поверхность (рис. 4). Необходимо отметить, что указанный диапазон скоростей представляет большой интерес для практики.

Кривые деформирования (в терминах 'сила-перемещение') представлены на рис. 7 (а), экспериментальные кривые на рис. 7 (б) [13,14]. Можно видеть, что в отличие от квази-статики, при динамическом сжатии образец не претерпевает полного разрушения, а, наоборот, имеет значительную несущую способность даже после достижения критического напряжения.

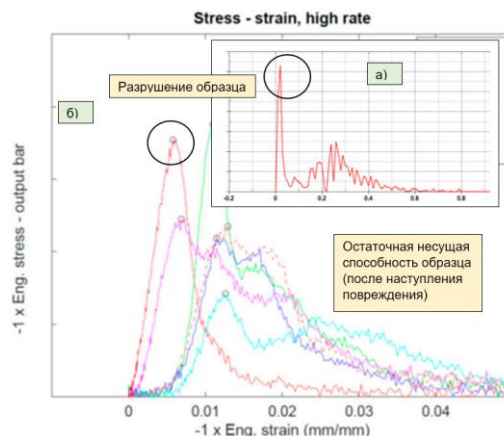


Рис. 7. Кривые деформирования образца при динамическом сжатии (скорость 10 м/с): а) результаты численного моделирования (справа); б) экспериментальные кривые (слева) [13,14]

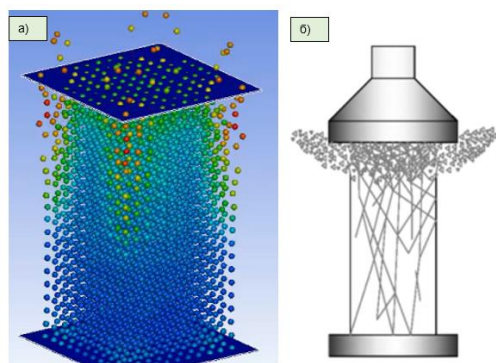


Рис. 8. Картины разрушения образца при динамическом сжатии: а) результаты численного моделирования; б) эксперимент [13,14]

Фрагмент процесса распространения повреждений при динамическом нагружении представлен на рис. 8 (а). Можно видеть, что

повреждения в образце инициализируются и распространяются уже в докритическом состоянии. При этом фронт разрушения зарождается на поверхности контакта образца с движущейся плитой, и распространяется вглубь материала. Раздробленный лед вытесняется за пределы сжимающей плиты. Указанные явления подтверждаются экспериментально [13,14], см. рис. 8 (б).

Представленные результаты наглядно показывают важность изучения процессов высокоскоростного деформирования льда, а также разработки и валидации соответствующих численных моделей, которые бы описывали механическое поведение льда в широком диапазоне внешних воздействий.

Последующее уточнение (и валидацию) указанных в табл. 1 параметров возможно произвести на тестовых задачах, имеющих апробированную теоретическую и экспериментальную базу.

Таблица 1

Основные параметры модели динамического разрушения Джонсона-Холмквиста для льда

Плотность, $\rho$	Модуль сдвига, $G$	Коэффициент исходной прочности, $A$	Показатель исходной прочности, $N$	Коэффициент влияния скорости деформации, $C$
900 кг/м <sup>3</sup>	3,5 ГПа	~0,7	~0,25	0,04
Коэффициент прочности полностью разрушенного материала, $B$	Показатель прочности полностью разрушенного материала, $M$	Объемный модуль упругости, $K_1$	Коэффициент разрушения, $D_1$	Показатель разрушения, $D_2$
~0,25	~0,3	8,9 ГПа	~0,01	~0,4

### Сопряжение бессеточного SPG с классическими сеточными методами механики сплошных сред

SPG и МКЭ – это два различных численных метода, часто используемых в задачах механики деформируемого твердого тела. Оба метода могут быть успешно объединены в рамках единой численной модели для более точного и эффективного моделирования сложных физических процессов. Сопряжение этих двух методов требует разработки и валидации специальных алгоритмов, которые позволяют обмениваться информацией между SPG и МКЭ частями модели, см. рис. 9. Например, информация о давлении, полученная с помощью SPG метода, может передаваться в МКЭ часть модели для моделирования деформирования и разрушения тел [15].

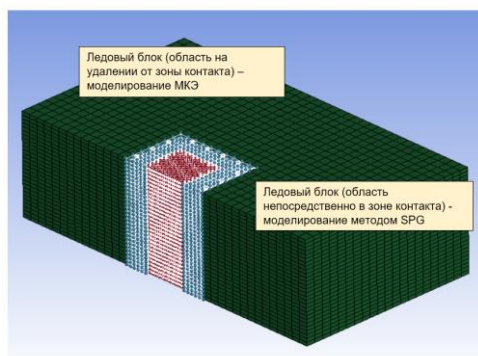


Рис. 9. Сопряжение SPG и МКЭ в рамках единой численной модели (модель ледового блока)

На рис. 10 представлен фрагмент распространения волн напряжений в ледовом блоке при скоростном ударе жесткой плиты (аналог drop теста). Можно видеть, что разработанная численная модель воспроизводит также отражение (дифракцию) упругой волны от противоположной опоры экспериментального образца, что является характерным явлением, реализующемся при динамических испытаниях образцов [13,14].

Таким образом, комбинированное (сопряженное) применение методов SPG и МКЭ в рамках единой численной модели позволяет достичь реалистичного моделирования сложных физических процессов, таких как динамическое взаимодействие, сопровождающееся волновыми процессами, а также интенсивными деформациями среды, ее локальным крошением, растрескиванием и дефрагментацией.

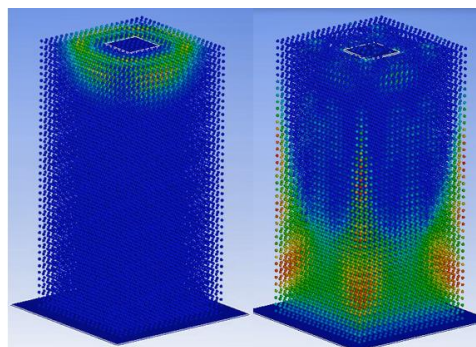


Рис. 10. Фрагмент распространения волн напряжений в ледовом блоке при скоростном ударе жесткой плиты (аналог drop теста)

### Заключение и выводы

В результате численного моделирования отклика льда при квазистатических и динамических нагрузках подтверждено, что скорость деформации является одним из главных факторов, влияющих на механическое поведение льда. При этом показано, что поведение материала (льда) в условиях скоростного деформирования (со скоростью порядка м/с) отличается от поведения того же материала в квазистатическом случае на *качественном уровне* и не может быть объяснено традиционными квазистатическими моделями (в т.ч. классическими моделями разрушения) с поправкой на 'коэффициент динамичности'.

Представленные результаты наглядно показывают важность изучения процессов

скоростного деформирования льда, а также разработки и валидации соответствующих численных моделей.

Полученные непротиворечивые (качественно и количественно) результаты моделирования подтверждают корректность выбранного подхода на базе парадигмы бессеточных методов и механики повреждаемых сред к описанию механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий.

Разработанная численная модель после более обширной валидации на апробированных тестовых задачах может найти применение для моделирования силового взаимодействия льда с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин.

### Литература

1. Andryushin, A.V., Ryabushkin, S.V., Voronin, A.Y., Shapkov, E.V. Sharp Profile for Icebreaking Propellers to Improve Their Ice and Hydrodynamic Characteristics. J. Mar. Sci. Eng. 2022, 10, 742.
2. Weeks W.F. On sea ice. University of Alaska Press, Fairbanks, Alaska, 2010.
3. Rocky Scott Taylor et al. Analysis of Scale Effect in Compressive Ice Failure and Implications for Design. Faculty of Engineering and Applied Science, Memorial University of Newfoundland, March, 2010.
4. Cox G.F.N., Richter-Menge J.A., Weeks W.F., Bosworth H. et al. Mechanical properties of multi-year sea ice. Phase I: Test results. Minerals Management Service, U.S. Department of Interior, October, 1985.
5. Weeks W., Assur A. The mechanical properties of sea ice. Cold Regions Science and Engineering, Part II: Physical Science, Section C: Physics and Mechanics of Ice. Hanover, September, 1967.
6. Wu Y., Wu C.T., Hu W. Parametric and convergence studies of the smoothed particle Galerkin (SPG) method in semi-brittle and ductile material failure analyses. 15th International LS-DYNA Users Conference, 2018.
7. Wu Y., Hu W., Pan X., Wu C.T. Recent developments of smoothed particle Galerkin (SPG) method for joint modeling. 16th International LS-DYNA Users Conference, 2020.
8. Wu C. T., Guo Y., Hu W. An Introduction to the LS-DYNA Smoothed Particle Galerkin Method for Severe Deformation and Failure Analyses in Solids. 13th International LS-DYNA Users Conference Session: Fluid Structure Interaction, 2014.
9. Johnson G. R., Holmquist T. J. An improved computational constitutive model for brittle materials. AIP Conference Proceedings, 1994, Vol. 309, Issue 1.
10. Gazonas G. Implementation of Johnson-Holmquist II (JH-2) Constitutive Model into DYNA3D. ARL, Aberdeen Proving Ground, MD, March, 2002.
11. Wang J., Yin Y., Luo C. Johnson-Holmquist-II(JH-2) Constitutive Model for Rock Materials: Parameter Determination and Application in Tunnel Smooth Blasting. Appl. Sci., 2018.
12. Burger D., Donadon M., Melo F., Almeida S. Formulation and Implementation of a Constitutive Model for Brittle Materials in ABAQUS Explicit Finite Element Code. Proceedings of COBEM 2009, 20th International Congress of Mechanical Engineering, November 15-20, 2009.
13. Chunfeng Q. et al. Dynamic Compressive Strength and Failure of Natural Lake Ice Under Moderate Strain Rates at Near Melting Point Temperature. Latin American Journal of Solids and Structures, 2017.
14. Isakov M., Lange J. et al. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading, 2019.
15. Tong Z.P. et al. Simulation analysis on collision performance of polar cruise vessel based on JH-2 sea ice model. Chinese Journal of Ship Research, 2021.

### References

1. Andryushin, A.V., Ryabushkin, S.V., Voronin, A.Y., Shapkov, E.V. Sharp Profile for Icebreaking Propellers to Improve Their Ice and Hydrodynamic Characteristics. J. Mar. Sci. Eng. 2022, 10, 742.
2. Weeks W.F. On sea ice. University of Alaska Press, Fairbanks, Alaska, 2010.
3. Rocky Scott Taylor et al. Analysis of Scale Effect in Compressive Ice Failure and Implications for Design. Faculty of Engineering and Applied Science, Memorial University of Newfoundland, March, 2010.
4. Cox G.F.N., Richter-Menge J.A., Weeks W.F., Bosworth H. et al. Mechanical properties of multi-year sea ice. Phase I: Test results. Minerals Management Service, U.S. Department of Interior, October, 1985.
5. Weeks W., Assur A. The mechanical properties of sea ice. Cold Regions Science and Engineering, Part II: Physical Science, Section C: Physics and Mechanics of Ice. Hanover, September, 1967.
6. Wu Y., Wu C.T., Hu W. Parametric and convergence studies of the smoothed particle Galerkin (SPG) method in semi-brittle and ductile material failure analyses. 15th International LS-DYNA Users Conference, 2018.
7. Wu Y., Hu W., Pan X., Wu C.T. Recent developments of smoothed particle Galerkin (SPG) method for joint modeling. 16th International LS-DYNA Users Conference, 2020.
8. Wu C. T., Guo Y., Hu W. An Introduction to the LS-DYNA Smoothed Particle Galerkin Method for Severe Deformation and Failure Analyses in Solids. 13th International LS-DYNA Users Conference Session: Fluid Structure Interaction, 2014.

9. Johnson G. R., Holmquist T. J. An improved computational constitutive model for brittle materials. AIP Conference Proceedings, 1994, Vol. 309, Issue 1.
10. Gazonas G. Implementation of Johnson-Holmquist II (JH-2) Constitutive Model into DYNA3D. ARL, Aberdeen Proving Ground, MD, March, 2002.
11. Wang J., Yin Y., Luo C. Johnson–Holmquist-II(JH-2) Constitutive Model for Rock Materials: Parameter Determination and Application in Tunnel Smooth Blasting. Appl. Sci., 2018.
12. Burger D., Donadon M., Melo F., Almeida S. Formulation and Implementation of a Constitutive Model for Brittle Materials in ABAQUS Explicit Finite Element Code. Proceedings of COBEM 2009, 20th International Congress of Mechanical Engineering, November 15-20, 2009.
13. Chunfeng Q. et al. Dynamic Compressive Strength and Failure of Natural Lake Ice Under Moderate Strain Rates at Near Melting Point Temperature. Latin American Journal of Solids and Structures, 2017.
14. Isakov M., Lange J. et al. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading, 2019.
15. Tong Z.P. et al. Simulation analysis on collision performance of polar cruise vessel based on JH-2 sea ice model. Chinese Journal of Ship Research, 2021.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Родионов Александр Александрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

**Aleksandr A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

**Рябушкин Сергей Владимирович**, аспирант кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: serg.ryabuschkina@yandex.ru

**Sergey V. Ryabushkin**, graduate student, Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: serg.ryabuschkina@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 15.11.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 22.11.2023.

# ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

## TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION

Научная статья

УДК [539.374+624.044.3]:622.276.04

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.052>

### Моделирование технологии соединения свай с основаниями стационарных платформ и поиск его рационального конструктивного оформления

Крыжевич Г.Б.<sup>1,2</sup> g\_kryzhevich@ksrc.ru

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, <sup>2</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

**Аннотация.** В работе анализируются конструктивно-технологические решения для узлов соединения свай со специальными элементами опорных конструкций ледостойких морских стационарных платформ (МСП) — с гильзами. Попытки создать такие неподвижные соединения при больших диаметрах и толщинах стенок свай часто сопровождаются появлением трещин при гидравлическом разжиге свай, благодаря которому формируется соединение. Цель работы состоит в поиске рациональной конструкции разжимного соединения (РС), обеспечивающего его бездефектное и малозатратное изготовление, а также высокую работоспособность при эксплуатации МСП. Цель достигается на основе численного конечно-элементного моделирования технологического процесса гидравлического разжима свай, связанного с одновременным деформированием гильз, неподвижно соединенных с основанием МСП. Проверка работоспособности соединения выполняется путем конечно-элементного моделирования процесса вытягивания сваи из гильзы. При этом контролируется зависимость осевого усилия вытягивания от взаимного осевого смещения сваи и гильзы, на основе которой делается вывод об эксплуатационной надежности соединения на базе опыта многолетнего использования подобной технологии гидроразжима. Анализ полученных результатов говорит о наличии большого числа факторов, влияющих на надежность и технологичность соединения. К таким факторам относятся максимальное давление рабочей жидкости при гидроразжиге, диаграмма упругопластического деформирования материала (значение модуля пластического упрочнения) и большой ряд конструктивных особенностей РС.

**Ключевые слова:** морские стационарные платформы, конструкции морских стационарных платформ, сваи, численное моделирование, метод конечных элементов, пластическое деформирование.

**Благодарности:** автор статьи выражает благодарность организаторам Всероссийской научно-технической конференции по строительной механике корабля «Бубновские чтения» Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета за публикацию этой статьи по мотивам доклада, сделанного на конференции.

**Для цитирования:** Крыжевич Г.Б. Моделирование технологии соединения свай с основаниями стационарных платформ и поиск его рационального конструктивного оформления. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 106—111. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.052

**Original article**

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.052>

### Modeling of the technology of connecting piles with the bases of fixed platforms and the search for its rational design

Gennady B. Kryzhevich<sup>1,2</sup> g\_kryzhevich@ksrc.ru,

<sup>1</sup> State marine technical university of Saint-Petersburg, <sup>2</sup>Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

**Abstract.** The paper analyzes design and technological solutions for the joints of piles with special elements of the supporting structures of ice-resistant fixed offshore platforms - with sleeves. Attempts to create such immovable connections at large diameters and wall thicknesses of piles are often accompanied by the appearance of cracks caused by hydraulic expansion of the piles, due to which the connection is formed. The purpose of the work is to find a rational design of a hydro-detachable connection that ensures its defect-free manufacture and high efficiency during the operation of platforms. The aim of the work is to find a rational design of a hydraulic expansion joint that ensures defect-free production of joints and their high performance in the operation of platforms. The goal is achieved on the basis of numerical finite element modeling of the technological process of hydraulic unclamping of piles associated with the simultaneous deformation of guides (sleeves) fixedly connected to the base of the platforms. The connection performance is checked by finite element modeling of the process of pulling the pile out of the sleeve. At the same time, the dependence of the axial pulling force on the mutual axial displacement of the pile and the sleeve is controlled, on the basis of which a conclusion is made about the operational reliability of the joint based on the experience of many

years of using such a hydraulic expansion technology. Analysis of the obtained results indicates the presence of a large number of factors affecting the reliability and manufacturability of the connection. These factors include the maximum pressure of the working fluid during hydraulic expansion, the diagram of elastic-plastic deformation of the material (the value of the plastic hardening modulus) and a large number of design features of the hydraulic expansion joint.

**Key words:** fixed offshore platform, structures of offshore fixed platforms, pile, numerical modeling, finite element method, plastic deformation

**For citation:** Gennady B. Kryzhevich. Modeling of the technology of connecting piles with the bases of stationary platforms and the search for its rational design, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 106—111. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.052

### Введение

Объектами работы являются разжимные соединения (РС) свай с элементами опорных конструкций МСП (с гильзами) [1]. Актуальность работы связана с обнаружением трещин при формировании таких соединений.

В настоящее время время для соединения конструкций стационарных нефтегазодобывающих платформ и других морских сооружений с трубчатыми цилиндрическими сваями применяется технология гидравлического разжима, основанная на пластическом деформировании оголовков свай, при котором обеспечивается их плотный контакт с относительно жесткими гильзами, неподвижно закрепленными на платформах. При формировании такого соединения сваи и гильзы часто реализуется технология компании «Oil States International, Inc.», провайдером которой является фирма «Hydra-Lok», аккредитованная в 1993 году на соответствие стандарту BS5750 Часть 1 (ISO 9001, EN29001) в части конструктивных решений, изготовления и эксплуатации устройств соединения и высаживания свай [1].

Взаимное расположение гильзы и сваи перед гидравлическим разжимом и формированием разжимного соединения показано на рис. . При этом гильза закреплена на опорном основании МСП, а свая погружена в грунт. Толщины свай и гильз (в районе их кольцевых полостей) могут достигать больших величин порядка 90-100 мм и более, диаметры свай – величин порядка 2 м, диаметры гильз  $D$  – 2,5 м, отношение высоты гильзы к ее диаметру  $L/D$  – 1,7 (рис. 1).

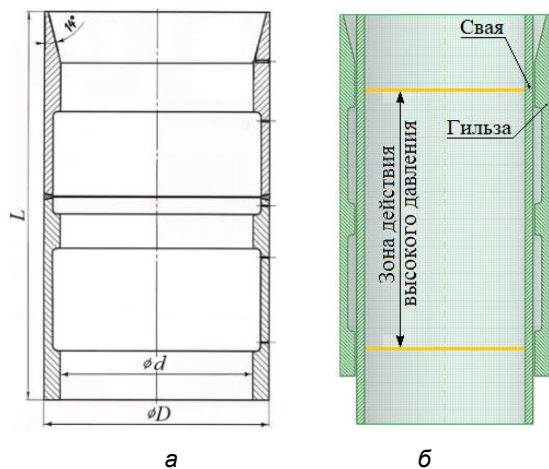


Рис. 1. Гильза (опора) в традиционном исполнении (а) и взаимное расположение ее и сваи перед гидроразжимом (б)

РС типа «Hydra-Lok Swaged Connection Systems» [1] достигается за счет расширения внутренней

трубы (сваи) в радиальном направлении до зацепления с гильзой с одновременным заполнением кольцевых полостей гильзы материалом сваи и образования значительной поверхности контакта гильзы и сваи путем непосредственного приложения внутреннего гидравлического давления (рис. 2).

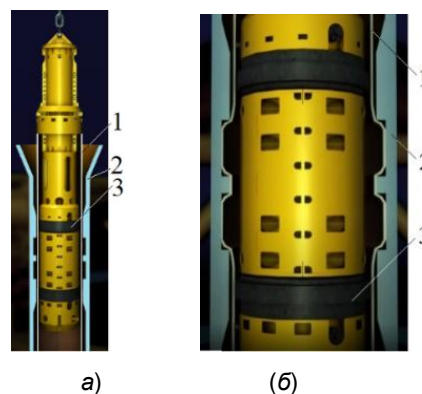


Рис. 2. Схемы расположения сваи 1, гильзы 2 и инструмента 3 перед гидравлическим разжимом (а) и непосредственно после него (б)

Для создания этого давления и выполнения РС используется предложенный фирмой специальный инструмент для гидроразжима, обеспечивающий одновременно центровку (соосность оголовка сваи и гильзы) и уплотнение системы на верхних и нижних границах зоны высокого давления жидкости (уплотнительные устройства показаны на рис. 2 в виде двух черных колец, закрепленных на инструменте).

### 1. Направления поиска конструктивно-технологические решения для РС

Существенным недостатком традиционной гильзы является высокая стоимость изготовления, связанная с ее большой толщиной  $((D - d)/2 \cong 184 \text{ мм})$  и сложной технологией ее изготовления. Гильзу принято изготавливать, сваривая два цилиндрических элемента (рис. 1а), сформированных из толстых сварных поковок, и выполняя последующую механическую обработку. Более технологичный, менее массивный и трудоемкий в изготовлении вариант цельносварной гильзы из тонкостенных листовых элементов представлен на рис. 3. Он состоит из обечеек 3 и 4, соединенных с конической направляющей 10. На наружной поверхности обечеек большого диаметра 4 в осевом направлении приварены ребра жесткости 5. Их число составляет порядка 12, они расположены на одинаковом расстоянии друг от друга. Со стенками этих ребер совмещены бракетки 8. Эти бракетки, соединенные сваркой с восьмью

диафрагмами 6, создают три жестких контура, слабо деформирующихся при гидроразжиге. Такой вариант гильзы позволяет снизить массу изделия не менее, чем на 40%. Подобное снижение достигается при обеспечении предельной пластической прочности гильзы при разжиге сваи, оцениваемой по рекомендациям раздела 2 настоящей статьи, и доведении уровня напряжений в поясах ребер жесткости 5 до предела текучести.

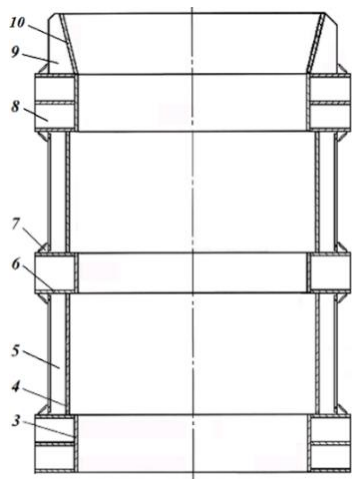


Рис. 3. Цельносварная гильза: 3 и 4 – обечайки, 5 – ребро жесткости, 6 – диафрагма, 7 – нища, 8 и 9 – brackets, 9 – направляющий элемент

При поиске рациональной конструкции РС, обеспечивающей бездефектное и малозатратное изготовление соединений и их высокую работоспособность при эксплуатации МСП, важно иметь ясное представление о специфике упругопластического деформирования и повреждения материала сваи при гидроразжиге.

В недавней публикации [2] изложены методика конечно-элементного моделирования пластического деформирования элементов РС и его формирования посредством гидроразжиге. Методика основана на использовании программного комплекса Ansys Mechanical APDL [3]. Учёт пластического деформирования сваи выполняется с применением линейной кинематической модели упрочнения. Моделирование производится при плоской осесимметричной постановке задачи с использованием конечных элементов второго порядка PLANE183. Между сваем и гильзой предусматривается задание контактных пар с трением. Размер задачи в простейшем варианте с учётом контактных элементов составляет порядка 9000 узлов, 3700 элементов и 18000 степеней свободы. Эта же методика используется для построения диаграмм вытягивания сваи из гильз, сопровождающегося их пластическим деформированием. На основе анализа диаграмм вытягивания сваи из опор установлены рациональные значения максимального давления разжиге при двух различных величинах модулей упрочнения материала сваи, обеспечивающие требуемую работоспособность РС.

В предыдущих работах [2, 4] выявлены две важные особенности пластического деформирования оголовка сваи при гидроразжиге:

- неравномерность пластического деформирования в осевом направлении с явным увеличением остаточных деформаций в зонах, соответствующих серединам кольцевых ниш гильзы, заполняемых при разжиге материалом сваи (рис. 4);
- превалирование в зоне повышенного деформирования растягивающего напряжения в окружном направлении над остальными компонентами напряжений (над осевым растягивающим напряжением и сжимающим напряжением в радиальном направлении).



Рис. 4. Распределение интенсивности пластических деформаций и главной (окружной) пластической деформации по наружной поверхности сваи (вдоль деформированного положения образующей этой поверхности) для исходной конструкции РС

Наблюдаемый при разжиге рост окружного и осевого растягивающих напряжений в свае приводит к увеличению жесткости напряженного состояния, снижению уровня предельно достижимого пластического деформирования, а также к повышению вероятности пластического разрушения. Увеличение сжимающего напряжения в радиальном направлении приводит к обратной тенденции (к снижению жесткости напряженного состояния и уменьшению вероятности пластического разрушения). Отмеченные особенности пластического деформирования и напряженного состояния в зоне повышенных остаточных деформаций могут быть положены в основу поиска рациональной конструкции РС, обеспечивающей бездефектное изготовление соединений.

Одновременное уменьшение максимальных значений интенсивности пластических деформаций, выравнивание их распределения в осевом направлении (в пределах кольцевых полостей гильзы), снижение жесткости напряженного состояния и уменьшение вероятности пластического разрушения происходит при установке на гильзе (в ее кольцевых полостях) пластически деформируемых упоров, представленных на рис. 5 [4]. Влияние упора, представленного на рис. 5б, на величину остаточных деформаций сваи при гидроразжиге, проанализировано в работе [4]. Эффективность использования остальных вариантов упоров, представленных на этом рисунке, а также принципиально иных упоров, содержащих резиновые (или полиуретановые) и стальные элементы (рис. 6), будет впервые рассмотрена ниже.

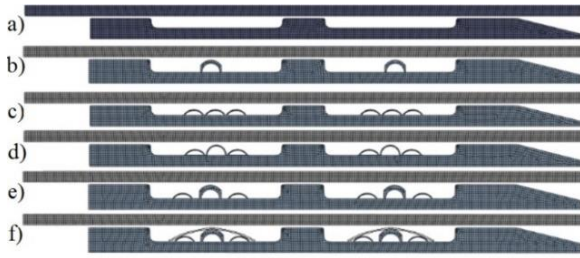


Рис. 5. Конечно-элементные модели системы «свая-гильза»: а) исходная конструкция, повернутая на угол 90°; б) жесткие упоры посередине кольцевых ниш гильзы,  $h=0,4t$ ,  $S=10$  мм; в) три одинаковых податливых упора посередине; д) три податливых упора с разной высотой; е) три упора с разной высотой и жесткостью; ф) три упора с разной высотой и жесткостью, закрытые оболочкой

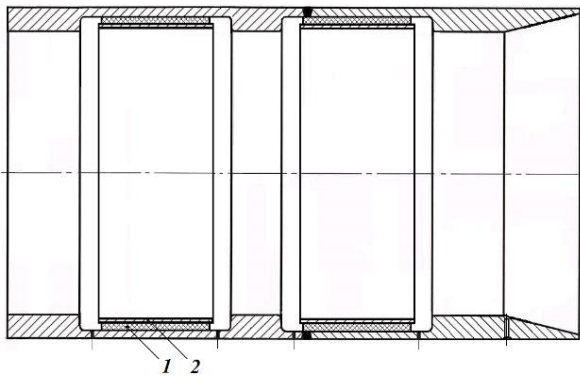


Рис. 6. Гильза (повернута на 90°) с двумя кольцевыми упорами, содержащими резиновые (1) и стальные (2) элементы (обечайки)

## 2. Основные расчетные зависимости для оценки возможности вязкого разрушения сваи при ее гидроразжиме

Перед появлением трещин в сваях (перед разрушением) наблюдается их пластическое деформирование. Поэтому в качестве критерия разрушения целесообразно рассматривать соотношение между достигнутым уровнем интенсивности пластических деформаций  $\epsilon_{pi}$  и предельным значением интенсивности  $\epsilon_p^{пред.}$ , при котором начинается процесс разрушения. Данный деформационный критерий [5, 6], основанный на физической модели пластического разрыхления, сопровождающегося образованием пор и микротрещин, имеет вид

$$\epsilon_{pi} \geq \epsilon_p^{пред.}$$

Интенсивность пластических деформаций  $\epsilon_{pi}$  может быть определена как функция значений главных пластических деформаций  $\epsilon_{p1}$ ,  $\epsilon_{p2}$  и  $\epsilon_{p3}$  в рассматриваемой точке (в элементе):

$$\epsilon_{pi} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_{p1} - \epsilon_{p2})^2 + (\epsilon_{p2} - \epsilon_{p3})^2 + (\epsilon_{p3} - \epsilon_{p1})^2}.$$

Известно, что важнейшим фактором, влияющим на пластическое деформирование материала, является интенсивность напряжений

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}{\sqrt{2}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_j$  – главные напряжения.

Среднее напряжение  $\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$  не вызывает пластической деформации, а только упругое изменение объёма. Если  $\sigma_i = 0$ , то любой металл будет упругим и хрупким. Если максимальное главное напряжение  $\sigma_1 < 0$ , т.е. происходит сжатие, то микро- и макротрещины закрываются, увеличивая пластичность металла. Если металл подвергается трёхосному растяжению, как это обычно бывает у острых концентраторов напряжений в конструкциях, его пластические свойства резко снижаются. Учитывая эти обстоятельства, предельное значение интенсивности пластической деформации  $\epsilon_p^{пред.}$  по предложению Н.А. Махутова определяется с учётом соотношения между интенсивностью напряжений  $\sigma_i$  и средним напряжением  $\sigma_0$  следующим образом [5]:

$$\epsilon_p^{пред.} = D_e \epsilon_{pl}^{пред.}, \quad (2)$$

где  $D_e = K_e \sigma_i / (3\sigma_0)$  – коэффициент снижения пластических свойств, характеризующий влияние интенсивности напряжений  $\sigma_i$  и среднего напряжения  $\sigma_0$  на повреждаемость материала в процессе пластического деформирования;  $\epsilon_{pl}^{пред.}$  – предельная пластическая деформация, найденная по результатам испытаний стандартных образцов цилиндрической формы при одноосном растяжении;  $K_e$  – коэффициент, учитывающий свойства материала (для малоуглеродистой стали  $K_e = 1,0 - 1,2$ ).

Зависимость (2) подтверждена многочисленными экспериментами с образцами, содержащими концентраторы напряжений различной формы и изготовленными из разных марок сталей.

Наличие упоров приводит не только к снижению максимальных значений интенсивности пластических деформаций  $\epsilon_{pi}$  при гидроразжиме, но и к уменьшению их влияния на возможность разрушения, поскольку коэффициент  $D_e$  при этом также уменьшается. В самом деле, появление радиальных сжимающих напряжений в стенке сваи в зоне ее контакта с упорами приводит к падению уровня средних напряжений  $\sigma_0$  в этой зоне (к уменьшению знаменателя в формуле для оценки коэффициента  $D_e$ ) и росту числителя (интенсивности напряжений  $\sigma_i$ , определяемой по формуле (1)).

### 3. Результаты и их обсуждение

На рис. 7. распределение интенсивности пластических деформаций после снятия давления гидроразжима 55 мпа: а) исходная конструкция, повернутая на угол 90°; б) одиночные упоры посередине кольцевых ниш; в) три упора в нише с разной высотой и жесткостью, закрытые оболочкой показаны распределения накопленных пластических деформаций в конструкциях сваи и гильзы после повышения давления гидроразжима до 55 Мпа (т.е. до завершения полного гидроразжима). Интересно отметить, что максимальные значения интенсивности пластических деформаций находятся в процессе гидроразжима в средней части кольцевых ниш только при отсутствии достаточно жестких кольцевых упоров. Наличие таких упоров приводит к снижению максимальных значений интенсивности, выравниванию распределения деформаций в осевом направлении, причем при умеренных значениях давления разжима (на начальных стадиях процесса) максимум интенсивности пластических деформаций смещается относительно середины ниш и приходит в среднее положение только при завершении разжима.

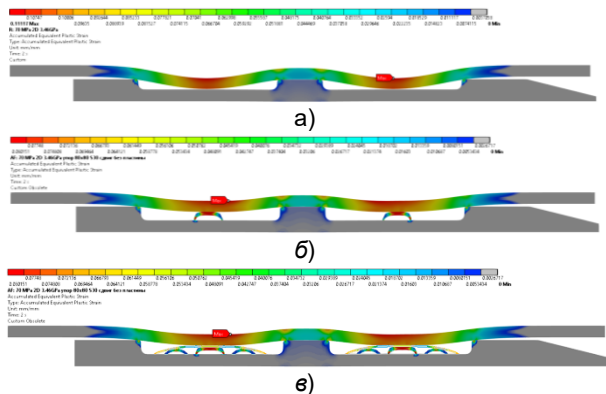


Рис. 7. Распределение интенсивности пластических деформаций после снятия давления гидроразжима 55 МПа: а) исходная конструкция, повернутая на угол 90°; б) одиночные упоры посередине кольцевых ниш; в) три упора в нише с разной высотой и жесткостью, закрытые оболочкой

Более высокие значения пластических деформаций наблюдаются не на наружной, а на внутренней поверхности сваи, испытывающей при гидроразжиме воздействие гидростатического давления. Это давление снижает жесткость напряженного состояния на внутренней поверхности сваи и создает на ней возможность более свободного развития пластических деформаций.

В табл. 1 приведены максимальные значения интенсивности пластических деформаций и коэффициенты запаса прочности сваи в условиях действия разжимных давлений для каждого варианта конструктивного оформления РС, представленного на рис. 5.

Таблица 1.

**Максимальная интенсивность пластических деформаций в свае за полный рабочий цикл гидроразжима, ее снижение по сравнению с базовым вариантом и коэффициент запаса прочности сваи по пластическому критерию**

Вариант конструктивного оформления	Максимальная интенсивность пластических деформаций	Снижение уровня интенсивности пластических деформаций	Коэффициент запаса прочности сваи при разжиме
а)	11,12%	0	1,02
б)	6,60%	41%	1,74
с)	9,17%	18%	1,25
д)	8,83%	21%	1,29
е)	6,32%	43%	1,81
ф)	6,21%	44%	1,88

С учетом разброса пластических свойств материала сваи и их возможного падения в процессе забивки в грунт [7], требуемый коэффициент запаса прочности сваи должен составлять не менее 1,5. Из таблицы следует, что варианты конструктивного оформления а, с и д не обеспечивают требуемого запаса прочности сваи большого диаметра при ее гидроразжиме и не могут быть рекомендованы для практического использования.

Тремя возможными конструктивно-технологическими решениями с точки зрения снижения уровня пластических деформаций и достигаемого уровня прочности оказались варианты б, е и ф. Варианты е и ф мало отличаются друг от друга по уровням прочности и величинам остаточных деформаций. Сравнение всех рассмотренных вариантов по качеству диаграммы вытягивания сваи из гильзы (рис. 8), способ построения которой описан в работе [4], дает основание рекомендовать варианты е и ф для широкого практического использования.

Особого внимания заслуживают варианты упоров, содержащие резиновые или полиуретановые упоры. Они позволяют снижать уровень интенсивности пластических деформаций не менее, чем на 48%. Однако при этом требуется повышение максимального гидравлического давления разжима ориентировочно на 15-20% по сравнению с традиционным конструктивно-технологическим решением, а также увеличение заглубления кольцевой ниши на 10-15 мм.

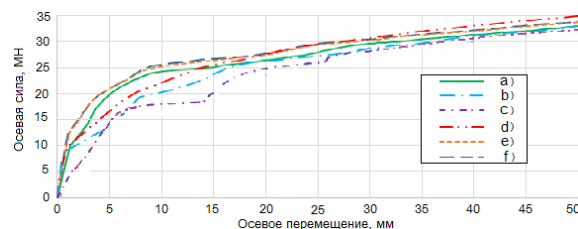


Рис. 8. Диаграмма вытягивания

Использование стальных элементов упоров позволяет стабилизировать процесс гидроразжима и дополнительно повышать эксплуатационную надежность соединения за счет увеличения усилия вытягивания на 7- 9% по отношению к

традиционному решению. Все приведенные здесь выводы относятся не только к упорам, установленным на гильзах традиционного исполнения, но и на цельносварных вариантах (рис.3).

#### Литература

1. Hydra-Lok Swaged Connection Systems // YouTube [сайт]. URL: <https://youtu.be/FMRe5-Wozz4> (дата обращения: 24.04.2022).
2. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р., Численное моделирование формирования разжимных соединений свай с основаниями морских стационарных платформ и их работоспособности. 2022. № 3 часть 1, С. 340—345.
3. Ansys Mechanical APDL Theory Reference. 2021. 952 p.
4. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р., Повышение технологичности и эксплуатационной надежности гидроразжимного соединения свай с основанием морской стационарной платформы. Труды Крыловского государственного научного центра, 2023, № 403, том 1. С. 125-132.
5. Махутов Н.А. Деформационные критерии и расчёт элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981.
6. Крыжевич Г.Б. Механика разрушения металлических конструкций. СПб: ФГУП «Крыловского государственного научного центра», 2021. 184 с.
7. Meshcheryakov Y.I. et al. Dynamic structures in shock-loaded copper. Physical Review B. 2008; 78(6).

#### References

1. Hydra-Lok Swaged Connection Systems // YouTube [website]. URL: <https://youtu.be/FMRe5-Wozz4> (date of reference: 24.04.2022).
2. Kryzhevich G.B., Filatov A.R., Numerical modelling of the formation of swaged connections of piles with the bases of offshore stationary platforms and their serviceability. 2022. No. 3 Part 1, P. 340-345.
3. Ansys Mechanical APDL Theory Reference. 2021. 952 p.
4. Kryzhevich, G.B., Filatov, A.R., Increase of processability and operational reliability of hydrostatic connection of a pile with the base of an offshore stationary platform. Proceedings of the Krylov State Research Centre, 2023, No. 403, Vol. 1. С. 125-132.
5. Makhutov N.A. Deformation Criteria and Calculation of Structural Elements for Strength. M.: Mashinostroenie, 1981.
6. Kryzhevich G.B. Fracture Mechanics of Metal Structures. SPb: FGUP "Krylov State Scientific Centre", 2021. 184 с.
7. Meshcheryakov Y.I. et al. Dynamic structures in shock-loaded copper. Physical Review B. 2008; 78(6)

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

**Крыжевич Геннадий Брониславович**, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Крыловский государственный научный центр, 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3; e-mail: [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru)

**Gennadiy B. Kryzhevich**, Dr.Sci. (Eng), Professor, head of sector, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotmaskaya, 3, St. Petersburg, 1960121, Russian Federation; e-mail: [g\\_kryzhevich@ksrc.ru](mailto:g_kryzhevich@ksrc.ru)

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 11.09.2022.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 04.10.2022.

Принята к публикации/accepted for publication 06.10.2022.

## СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

### SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)

Научная статья

УДК 621.352.6

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.053>

#### Моделирование электрохимических и газодинамических процессов, протекающих в твердополимерном топливном элементе

Белов А.М.<sup>1</sup> [belov\\_alj@mail.ru](mailto:belov_alj@mail.ru), Кожемякин В.В.<sup>1</sup> [kogh2022@mail.ru](mailto:kogh2022@mail.ru),  
<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Моделирование сложных электрохимических процессов, протекающих внутри твердополимерного топливного элемента (ТПТЭ), является необходимым условием для проектирования ТПТЭ. В настоящее время в ходе испытаний макета ТПТЭ отсутствует возможность рассмотреть поля внутри ТПТЭ. В данной статье представлены результаты моделирования твердополимерного топливного элемента в программном комплексе Ansys Fluent с подключением дополнительного модуля PEM Fuel Cell. Приведены характеристики, построенной в несколько этапов, конформной расчетной сетки. Установлено, что в ходе протекания электрохимической реакции влажность анодного и катодного газа изменяется по-разному. При большой массовой доле водяного пара в анодном газе по сравнению с катодным газом, влажность сильнее подвержена колебаниям температуры. Большую часть тепловыделений от электрохимической реакции отводят токосъемные пластины, а газы отводят не более 5 % тепловыделений.

**Ключевые слова:** топливный элемент, моделирование, твердотельная модель, мембранно-электродный блок, влажность, система каналов.

**Для цитирования:** Белов А.М., Кожемякин В.В., Моделирование электрохимических и газодинамических процессов, протекающих в твердополимерном топливном элементе, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 112—117. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.053

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.053>

#### Simulation of electrochemical and gas dynamic processes occurring in a PEM fuel cell

Aleksei M. Belov<sup>1</sup> [belov\\_alj@mail.ru](mailto:belov_alj@mail.ru), Vyacheslav V. Kozhemyakin<sup>1</sup> [kogh2022@yandex.ru](mailto:kogh2022@yandex.ru)  
<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

**Abstract.** Simulation of complex electrochemical processes occurring inside a PEM fuel cell is a necessary condition for the design of PEM fuel cell. At present, during testing of the PEM fuel cell, there is no possibility to examine the fields inside the PEM fuel cell. This article presents the results of modeling a PEM fuel cell in the Ansys Fluent software package with the connection of an additional PEM Fuel Cell module. The characteristics of a conformal computational grid constructed in several stages are given. It is established that during the course of the electrochemical reaction, the humidity of the anode and cathode gas changes in different ways. With a large mass fraction of water vapor in the anode gas compared to the cathode gas, humidity is more susceptible to temperature fluctuations. Current-removing plates remove most of the heat release from the electrochemical reaction, and gases remove no more than 5% of the heat release.

**Key words:** fuel cell, modeling, solid-state model, membrane-electrode assembly, humidity, channel system.

**For citation:** Aleksei M. Belov, Vyacheslav V. Kozhemyakin, Simulation of electrochemical and gas dynamic processes occurring in a PEM fuel cell, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 112—117. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.053

#### Введение

Твердополимерные топливные элементы (ТПТЭ) являются одними из наиболее перспективных и экологически чистых источников энергии, которые могут быть использованы в составе воздушонезависимых энергоустановок.

В настоящее время в ходе испытаний топливных элементов можно контролировать только входные и выходные параметры, и отсутствует возможность исследовать в них поля различных параметров (давления, температуры, массового состава). Однако для обоснованного проектирования ТПТЭ

необходимо знать распределение параметров в полости топливного элемента. Поэтому было выполнено расчетно-теоретическое исследование полей различных параметров в топливном элементе.

#### Постановка задачи исследования

Основными целями исследования являлись:

1. расчет выходных электрических параметров ТПТЭ;
2. расчет полей температур, давлений, скорости, массового состава, влажности внутри каналов ТПТЭ;

3. расчет полей расхода реагентов через мембрану в процессе диффузии.

Расчеты были проведены в программной системе анализа методом конечных элементов Ansys Fluent с подключением дополнительного модуля PEM Fuel Cell.

### Исходные данные для моделирования

Для расчета была построена сложная сетка, которая состоит из тетраэдров в основном объеме (для описания движения газов в каналах и газодиффузионном слое (ГДС)) и прямоугольных параллелепипедов (для описания переноса электронов и протонов в активных слоях, слое катализатора и мембране).

Сетка состоит из 3,3 миллионов ячеек с минимальным ортогональным качеством 0,23.

Активная площадь мембраны ТПТЭ – 25 см<sup>2</sup>.

Исходные данные входных газовых потоков представлены в таблице 1.

Таблица 1

#### Входные исходные данные

Вход	Анод	Катод	
Температура, К (°C)	333,15 (60)	333,15 (60)	
Расход, кг/с	1,14E-06	1,93E-05	
Массовая доля	H <sub>2</sub>	0,455	0
	O <sub>2</sub>	0	0,215
	N <sub>2</sub>	0	0,708
	H <sub>2</sub> O	0,545	0,077
Влажность, %	60	60	

Входы и выходы в анодную и катодную полость расположены таким образом, чтобы направление потоков газов было навстречу друг другу.

В соответствии с рекомендацией [2] для реального описания переноса электронов было задано контактное сопротивление между токосъемом и ГДС со стороны катода и анода, значение контактного сопротивления –

10<sup>-6</sup> Ом·м<sup>2</sup>.

В качестве исходных данных электрохимической части были заданы следующие условия: 1.

- напряжение разомкнутой цепи – 1,22884 В;
- напряжение в рабочей точке ТПТЭ – 0,6 В.

В качестве условия сходимости было принято равенство плотностей тока на анодном и катодном токосъеме.

Для стабилизации решения и недопущения выхода за расчетные пределы ANSYS Fluent был подключен метод BCGSTAB [3].

Стабилизированный метод бисопряженных градиентов (BCGSTAB) был предложен в 1992 г. Х. ван дер Ворстом. Метод характеризуется наиболее быстрой и гладкой сходимостью (под гладкостью понимается отсутствие сильных колебаний нормы невязки) из известных методов крыловского типа [4].

### Результаты моделирования ТПТЭ

При заданном напряжении на ТПТЭ в 0,6 В плотность тока составила 0,704 А/см<sup>2</sup>, т.е. 17 А на выходе при мощности элемента 10,2 Вт.

В результате моделирования гидравлические сопротивления составили:

1. по тракту анодного газа – 21 Па;
2. по тракту катодного газа – 238 Па;

Полученные значения сопротивлений трактов являются удовлетворительными для испытания ТПТЭ при атмосферном давлении реагентов.

В таблице 2 представлены выходные составы потоков анодного и катодного газа.

Таблица 2

#### Выходные параметры потоков

Выход	Анод	Катод	
Температура, К (°C)	333,69 (60,54)	334,26 (61,11)	
Массовая доля	H <sub>2</sub>	0,485	0,045
	O <sub>2</sub>	0,055	0,16
	N <sub>2</sub>	0,069	0,732
	H <sub>2</sub> O	0,391	0,063
Влажность, %	40,4	29,5	

Расчеты показали, что отвод теплоты составил 0,44 Вт для катодного газа и 0,02 Вт для анодного газа. Это связано с большим расходом, большей теплоемкостью и большим подогревом по катодной стороне.

Исходя значений тока и напряжения было установлены следующие параметры:

1. суммарный тепловой эффект реакции – 21,64 Вт;
1. необходимая отводимая мощность – 11,44 Вт;
2. КПД ТПТЭ – 47 %.

Большая часть теплоты от электрохимической реакции отводится большим объемом токосъемных пластин, а газы отводят не более 5 % тепловыделений.

На рисунке 1 представлены поля скоростей по трактам катодного и анодного газов.

В виду неоднородности расчетной сетки по объему газовых каналов модели, были использованы три оси:

1. ось относительной длины катодного тракта  $\bar{x}_1$ , проходящая по середине каналов катодного газа и коллекторов, параллельно мембране и имеющая значение 0 на входе и 1 на выходе;
2. ось относительной длины анодного тракта  $\bar{x}_2$ , проходящая по середине каналов анодного газа и коллекторов, параллельно мембране и имеющая значение 0 на входе и 1 на выходе;
3. ось относительной длины  $\bar{x}_3$ , соединяющая катодный и анодный токосъем вблизи мембраны и имеющая значение 0 на плато температуры у катода и 1 на плато температуры у анода (рисунок 2).

На рисунке 1 видно, что поле скоростей катодного газа менее равномерно, чем поле скоростей анодного газа. Скорость в двух каналах посередине ТПТЭ сильно отличается от соседних. Это обусловлено большим расходом катодного газа, его плотностью и небольшим проходным сечением коллекторов после прямолинейных участков.

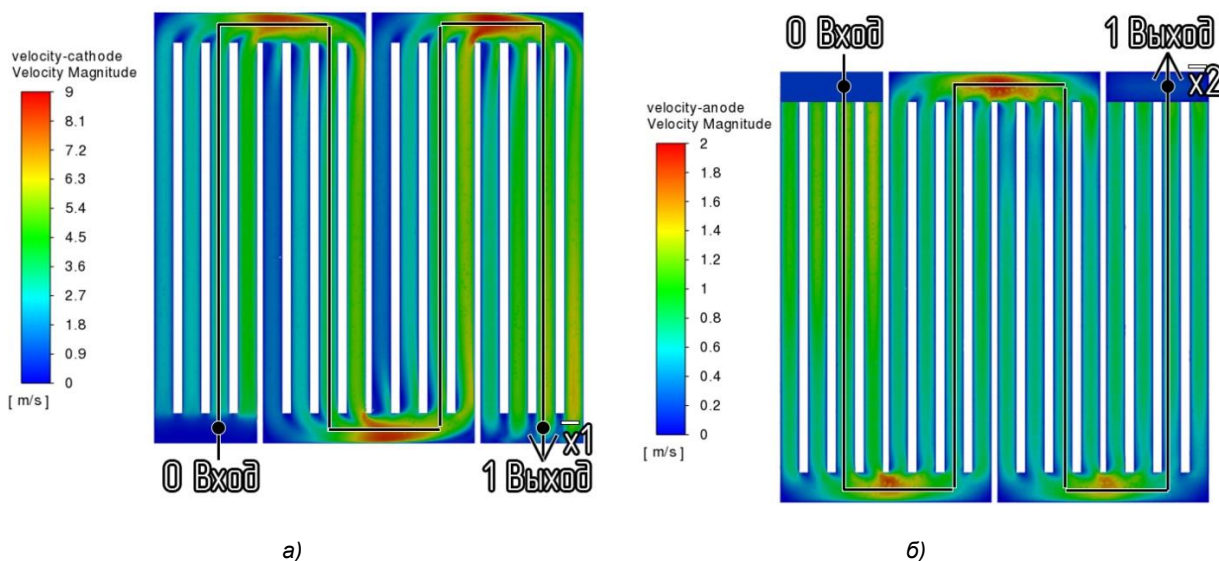


Рис 1– Поля скоростей по тракту: а) катодного газа; б) анодного газа



Рис. 2 – ось относительной длины  $\bar{x}_3$ , соединяющая катодный и анодный токосъем вблизи мембраны

Из рисунка 3 видно, что при приближении от катода к середине мемbrane температура возрастает. Ярко выражен скачок температуры, обусловленный ухудшенным теплопроводом со стороны анодного газа от мемbrane, по мере удаления от центра мемbrane температура снижается и выходит на плато.

В процессе работы топливного элемента может образовываться вода, которая должна выводиться из системы. Если же воздух, поступающий в топливную ячейку, содержит избыточную влагу, то это может привести к тому, что процесс окисления на электродах будет замедлен, а электроны начнут рекомбинировать с кислородом, вместо того чтобы двигаться по цепи и создавать электрический ток [8].

Согласно [5] и [9] в соответствии с кластерной моделью на протонную проводимость мемbrane существенное влияние оказывает концентрация воды. Чем больше молекул воды находится в структуре мемbrane, тем больше сквозных каналов, соединяющих противоположные стороны ее поверхности, и, соответственно, большее количество протонов может быть перенесено.

В реальных ТЭ зачастую сложно поддерживать нужную концентрацию воды в объеме мемbrane, в частности из-за оттока воды от анодной стороны в ходе транспорта ионов гидроксония, или при работе в условиях пониженной влажности [6]. На рисунках 4 и 5 представлены зависимости влажности от температуры.

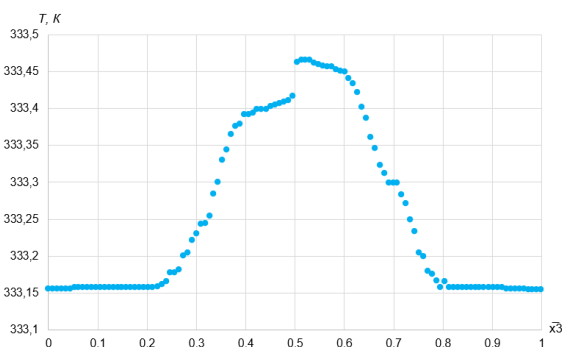
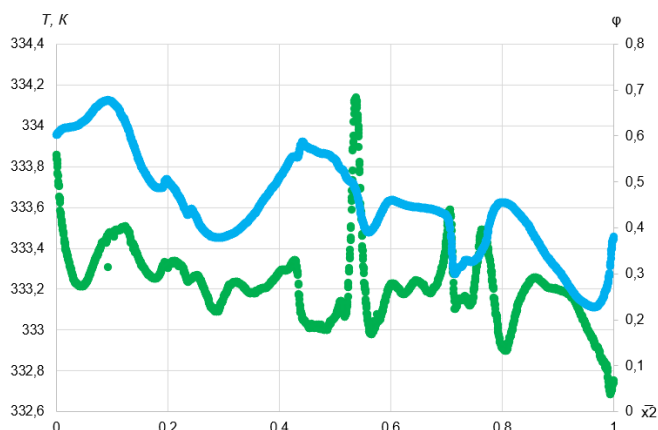
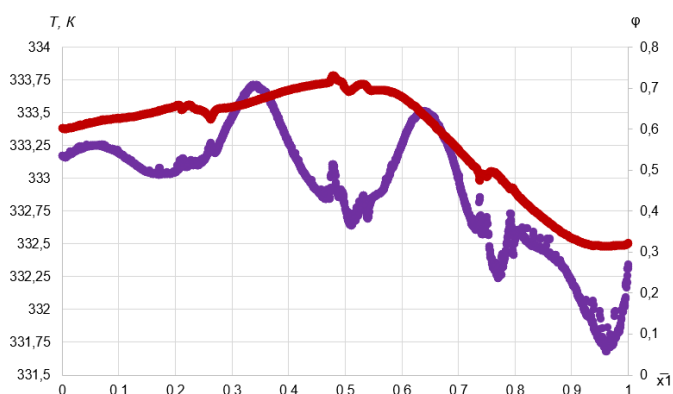


Рис. 3 – Распределение температуры вблизи мемbrane



Зеленый цвет – температура; голубой цвет – относительная влажность.  
Рис. 4 – Влияние температуры на влажность анодного газа



Фиолетовый цвет – температура; бардовый цвет – относительная влажность.  
Рис. 5 – Влияние температуры на влажность катодного газа

Низкие температуры могут приводить к увеличению конденсации влаги, кроме того, низкая температура может снижать скорость работы реакций внутри ТПТЭ, что также негативно влияет на его эффективность.

Высокие температуры, напротив, могут способствовать быстрому испарению воды и уменьшению ее количества внутри ТПТЭ. Однако это может привести к тому, что ячейка будет работать с перегревом, что может повлиять на ее долговечность и стабильность работы.

Повышение температуры увеличивает парциальное давление насыщенного пара, что в свою очередь понижает относительную влажность. Также повышение температуры позволяет увеличить массу воды в газе (абсолютную влажность) [8].

Из рисунка 4 видно, что увеличение или уменьшение температуры подводимого анодного газа очень сильно влияет на влажность виду большого массового содержания водяного пара в газе (около 50 %) анодный газ очень чувствителен к изменению температуры. Так при возрастании температуры уменьшается влажность, что отчетливо видно в середине графика, где при резком возрастании температуры почти на 1 градус, образовывается провал на графике влажности, изменение влажности происходит не одновременно с изменением температуры, поэтому можно судить о инерционности процесса.

Скачок температуры объясняется ухудшенным теплосъемом со стороны катодного газа, так как имеются области в модели ТПТЭ, где газовые каналы не перекрывают друг друга, и с другой стороны газового канала теплосъем осуществляется объемом токосъемной пластины. Также скачки влажности и температуры могут обуславливаться переувлажненностью или наоборот недостаточной увлажненностью мембраны, данные параметры будут рассмотрены в последующих работах [10].

На рисунке 5 показано, что катодный газ не так сильно подвержен изменению относительной влажности при изменении температуры, так при двух скачкообразных возрастаниях температуры влажность изменяется плавно. Это происходит из-за меньшего, по сравнению с анодным газом, массового содержания водяного пара в катодном газе (не более 6-7 %). Помимо этого, в катодном газе преобладает азот – инертный газ, который ухудшает теплообмен ГДС с паром.

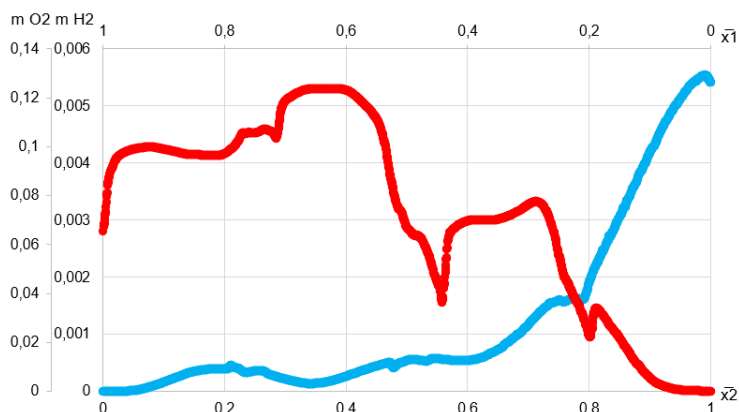
Диффузия – это процесс перемещения молекул или частиц вещества от высокой концентрации к низкой концентрации. В топливном элементе кислород и водород диффундируют через мембрану к катоду и аноду соответственно.

Когда внешняя сторона мембраны находится в контакте с окружающей средой, в которой присутствует воздух, на ее поверхности начинается реакция получения кислорода, который затем

диффундирует через мембрану к катоду, где происходит реакция окисления водорода. Аналогично водород диффундирует через мембрану к аноду, где происходит его окисление [7].

Диффузия кислорода и водорода через мембрану зависит от нескольких факторов, включая размеры и

форму молекул, их концентрацию с обеих сторон мембраны, температуру и давление (рисунок 6) [11, 12]. Также на скорость диффузии могут влиять физические свойства самой мембраны, такие как ее толщина, пористость и т.д.



Красный цвет – массовая доля кислорода; голубой цвет – массовая доля водорода.  
Рис. 6 – Массовое содержание кислорода в анодной полости и водорода в катодной полости

Сравнивая рисунки 5 и 6 можно сделать вывод, что при увеличении температуры катодного газа увеличивается диффузия кислорода в анодную полость ТПТЭ. Из рисунков 4 и 6 видно, что незначительная часть водорода переходит в катодную полость (менее 0,006% массовой доли).

Сопоставление рисунка 6 с рисунками 4-5 показывает, что необходим более подробный анализ переноса газов через мембрану ТПТЭ. Поэтому будут проведены дополнительные исследования с заданием более мелкой сетки в области МЭБ.

### Заключение

В исследовании была использована модель электрохимических и газодинамических процессов в твердополимерном топливном элементе с активной площадью 25 см<sup>2</sup>, выполненная в программном

комплексе Ansys Fluent с подключением дополнительного модуля PEM Fuel Cell.

Установлено, что поле скоростей катодного газа менее равномерно, чем поле скоростей анодного газа.

Установлено, что в ходе протекания электрохимической реакции изменение влажности происходит не одновременно с изменением температуры, поэтому можно судить о инерционности процесса. При большей массовой доле водяного пара в анодном газе по сравнению с катодным газом, изменение влажности сильнее подвержено колебаниям температуры газа. Большую часть тепловыделений от электрохимической реакции отводят токосъёмные пластины, а газы отводят не более 5 % тепловыделений.

КПД ТПТЭ составил 47 %.

### Литература

1. Белов А.М., Макаров М.А. Алгоритм выполнения комплексного расчета электрохимического генератора и основные требования, предъявляемые к оборудованию энергоустановок на водороде // Неделя науки Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. – 2022. – № 3-2. – EDN SVSDZW.
2. Добровольский Ю.А., Ушке А.Б., Левченко А.В., Архангельский И.В., Ионов С.Г., Авдеев В.В., Алдошин С.М. Материалы для биполярных пластин топливных элементов на основе протонпроводящих мембран // Российский химический журнал. 2006. №6. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/materialy-dlya-bipolyarnyh-plastin-toplivnyh-elementov-na-osnove-protonprovodyaschih-membran> (дата обращения: 23.04.2023).
3. ANSYS 2022 R2 Documentation, Ansys Fluent User's Guide, Chapter 28, ANSYS, Inc., 2022.
4. Пузикова Валерия Валентиновна Решение систем линейных алгебраических уравнений методом BiCGStab с предобуславливанием // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2011. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/reshenie-sistem-lineynyh-algebraicheskikh-uravneniy-metodom-bicgstab-s-predobuslovlianiem> (дата обращения: 23.04.2023).
5. Gebel G. // Polymer. 2000. V. 41. № 15. P. 5829. [https://doi.org/10.1016/S0032-3861\(99\)00770-3](https://doi.org/10.1016/S0032-3861(99)00770-3).
6. Меншарапов, Р. М. Модельное исследование мембран с модифицированной поверхностью для стабилизации водного баланса топливного элемента в условиях низкой влажности / Р. М. Меншарапов, В. Н. Фатеев // Российские нанотехнологии. – 2020. – Т. 15, № 3. – С. 376-383. – DOI 10.1134/S1992722320030085. – EDN HVXLRO.
7. Накоряков, В. Е. Модель диффузии многокомпонентного газа в пористом электроде топливного элемента / В. Е. Накоряков, В. Г. Гасенко // Электрохимия. – 2006. – Т. 42, № 4. – С. 390-400. – EDN GZAYMN.
8. Asifa Awan et al 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 414 012045 DOI 10.1088/1757-899X/414/1/012045

9. Siegel, C., 2008 Review of computational heat and mass transfer modeling in polymerelectrolyte-membrane (PEM) fuel cells Energy 33 1331–1352
10. Arvay A, Ahmed A, Peng X-H and Kannan AM 2012 Feb Convergence criteria establishment for 3D simulation of proton exchange membrane fuel cell Int J Hydrog Energy 37 2482–9 10.1234567890 ICAET-2018 IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 414 (2018) 012045 doi:10.1088/1757-899X/414/1/012045
11. Bednarek T and Tsotridis G. 2017 Mar Issues associated with modelling of proton exchange membrane fuel cell by computational fluid dynamics J Power Sources 343 550–63
12. Iranzo A, Muñoz M, Rosa F and Pino J. 2010 Oct Numerical model for the performance prediction of a PEM fuel cell Model results and experimental validation. Int J Hydrog Energy 35 11533–50

#### References

1. Belov A.M., Makarov M.A. Algorithm for performing a complex calculation of an electrochemical generator and the main requirements for the equipment of hydrogen power plants. Week of Science of the St. Petersburg State Marine Technical University. - 2022. - No. 3-2. – EDN SVSDZW.
2. Dobrovolsky Yu.A., Ukshe A.B., Levchenko A.V., Arkhangelsky I.V., Ionov S.G., Avdeev V.V., Aldoshin S.M. Materials for bipolar plates of fuel cells based on proton-conducting membranes // Russian Chemical Journal. 2006. No. 6. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/materialy-dlya-bipolyarnyh-plastin-toplivnyh-elementov-na-osnove-protonprovodyaschih-membran> (date of access: 04/23/2023).
3. ANSYS 2022 R2 Documentation, Ansys Fluent User's Guide, Chapter 28, ANSYS, Inc., 2022.
4. Puzikova Valeria Valentinovna Solving systems of linear algebraic equations by the BiCGStab method with preconditioning // Bulletin of the Moscow State Technical University im. N. E. Bauman. Ser. Natural Sciences. 2011. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/reshenie-sistem-lineynyh-algebraicheskikh-uravneniy-methodom-bicgstab-s-predobuslovlivaniem> (date of access: 04/23/2023).
5. Gebel G. // Polymer. 2000. V. 41. No. 15. P. 5829. [https://doi.org/10.1016/S0032-3861\(99\)00770-3](https://doi.org/10.1016/S0032-3861(99)00770-3).
6. Mensharapov, R. M., Fateev V. N. Model study of membranes with a modified surface to stabilize the water balance of a fuel cell under conditions of low humidity // Russian Nanotechnologies. - 2020. - T. 15, No. 3. - S. 376-383. – DOI 10.1134/S1992722320030085. – EDN HVXLRO.
7. Nakoryakov, V. E. Model of diffusion of a multicomponent gas in a porous electrode of a fuel cell / V. E. Nakoryakov, V. G. Gasenko // Electrochemistry. - 2006. - T. 42, No. 4. - S. 390-400. – EDN GZAYMN.
8. Asifa Awan et al 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 414 012045 DOI 10.1088/1757-899X/414/1/012045
9. Siegel, C., 2008 Review of computational heat and mass transfer modeling in polymerelectrolyte-membrane (PEM) fuel cells Energy 33 1331–1352
10. Arvay A, Ahmed A, Peng X-H and Kannan AM 2012 Feb Convergence criteria establishment for 3D simulation of proton exchange membrane fuel cell Int J Hydrog Energy 37 2482–9 10.1234567890 ICAET-2018 IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 414 (2018) 012045 doi:10.1088/1757-899X/414/1/012045
11. Bednarek T and Tsotridis G. 2017 Mar Issues associated with modelling of proton exchange membrane fuel cell by computational fluid dynamics J Power Sources 343 550–63
12. Iranzo A, Muñoz M, Rosa F and Pino J. 2010 Oct Numerical model for the performance prediction of a PEM fuel cell Model results and experimental validation. Int J Hydrog Energy 35 11533–50

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Белов Алексей Михайлович**, студент группы 2163, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская 3, e-mail: [belov\\_alj@mail.ru](mailto:belov_alj@mail.ru)

**Кожемякин Вячеслав Вячеславович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой судовой ядерной и водородной энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: [kogh2022@mail.ru](mailto:kogh2022@mail.ru)

**Aleksei M. Belov**, student, group 2163, State marine technical university of St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, e-mail: [belov\\_alj@mail.ru](mailto:belov_alj@mail.ru)

**Vyacheslav V. Kozhemyakin**, Dr. Sci. (Eng), Associate Professor, the head of department of ship nuclear and hydrogen energetics, State marine technical university of St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: [kogh2022@mail.ru](mailto:kogh2022@mail.ru)

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.06.2023.  
Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 02.08.2023.  
Принята к публикации/accepted for publication 08.09.2023.

Научная статья

УДК 620.9:44.41.29

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.054>

## Управление сливом воды посредством регулятора уровня

Вахрушина Н.С.<sup>1</sup> [nina\\_vakhrushina@mail.ru](mailto:nina_vakhrushina@mail.ru), Дядик А.Н.<sup>1</sup> [dyadik@rambler.ru](mailto:dyadik@rambler.ru), Дядик В.А.<sup>2</sup> [dyadik@rambler.ru](mailto:dyadik@rambler.ru),  
Малых Н.П.<sup>1</sup> [malyh@smtu.ru](mailto:malyh@smtu.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, <sup>2</sup>Российский морской регистр судоходства

**Аннотация.** В статье рассмотрены варианты поддержания уровня забортной воды во второй ступени очистки устройства сорбционной очистки, входящей в систему энергетической установки с электрохимическим генератором морских подводных объектов. Во избежание опасных колебаний предлагается использовать систему регулирования питательным клапаном на основе ПИ-регулятора. Для наглядного представления изменения параметров воды и газа в абсорбере проведены расчеты с использованием среды графического программирования LabVIEW. При этом были получены осциллограммы, показывающие влияние перемещения питательного клапана на изменение уровня воды в абсорбере. Показано, что условия растворения углекислого газа в забортной воде, подаваемой в абсорбер, улучшаются при управлении отбором воды из абсорбера с помощью сигналов от регулятора давления, ограничиваемых по условиям сохранения требуемого уровня воды в абсорбере. При этом с целью повышения продолжительности и точности поддержания назначенного давления в абсорбере рекомендуется корректировать сигнал заданного давления по условиям изменения уровня за установленные пределы, увеличивая или уменьшая его в зависимости от выхода уровня за верхний или нижний допустимые пределы.

**Ключевые слова:** устройство сорбционной очистки, риформинг, углекислый газ, водород, абсорбер, уровень воды, питательный клапан, морской подводный объект, топливный элемент, электрохимический генератор, давление, сигнализатор, привод, датчик уровня, датчик уровня.

**Для цитирования:** Вахрушина Н.С., Дядик А.Н., Дядик В.А., Малых Н.П. Управление сливом воды посредством регулятора уровня. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 118—124. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.054

*Original article*

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.054>

## Water drain control by means of a level controller

Nina S. Vakhrushina<sup>1</sup> [nina\\_vakhrushina@mail.ru](mailto:nina_vakhrushina@mail.ru), Alexander N. Dyadik<sup>1</sup> [dyadik@rambler.ru](mailto:dyadik@rambler.ru),  
Vitaly A. Dyadik<sup>2</sup> [dyadik@rambler.ru](mailto:dyadik@rambler.ru), Nikolay P. Malykh<sup>1</sup> [malyh@smtu.ru](mailto:malyh@smtu.ru)

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

<sup>2</sup>Russian Maritime Register of Shipping, Russian Federation

**Abstract.** This article discusses methods for maintaining the water level in the second stage of a sorption cleaning device, which is part of the power unit with an electrochemical generator for marine underwater objects. To avoid dangerous fluctuations, it is proposed to use a feed valve control system based on a PI controller. Calculations were conducted using LabVIEW graphical programming environment to visualize changes in water and gas parameters in the absorber. Oscillograms were obtained, demonstrating the influence of the feed valve movement on the water level in the absorber. It is shown that the conditions for carbon dioxide gas dissolving in the onboard water supplied to the absorber are improved when controlling water discharge from the absorber using pressure regulator signals, constrained to maintain the required water level in the absorber. To enhance the duration and accuracy of maintaining the specified pressure in the absorber, it is recommended to adjust the set pressure signal based on deviations from the established limits, increasing or decreasing it depending on whether the water level exceeds the upper or lower allowable limits.

**Key words:** sorption purification device, reforming, carbon dioxide, hydrogen, absorber, water level, feed valve, marine underwater object, fuel cell, electrochemical generator, pressure, alarm, drive, level sensor, level setter.

**For citation:** Nina S. Vakhrushina, Alexander N. Dyadik, Vitaly A. Dyadik, Nikolay P. Malykh Water drain control by means of a level controller, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 118—124. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.054

### Введение

В книге [1] приводятся примеры и расчетные зависимости для определения характеристик и параметров рабочих процессов в системах хранения реагентов (водорода и кислорода) воздухонезависимых энергетических установок кораблей. В последние годы в мире повысился

интерес к получению водорода непосредственно на борту кораблей с целью дальнейшего использования в топливных элементах электрохимических генераторов [2, 3]. При этом предпочтение отдается процессу риформинга углеводородного топлива, в частности дизельного. Однако процесс риформинга сопровождается выделением сажи и окислов углерода [4]. С целью удаления двуокси углерода из

продуктового газа применяется устройство сорбционной очистки водорода [5]. Первой ступенью устройства сорбционной очистки водорода служит сатуратор, а второй ступенью абсорбер [4-7]. В отличие от сатуратора абсорбер представляет собой достаточно большую емкость с уровнем воды. Работа абсорбера сопровождается постоянным колебанием этого уровня [8], следствием чего является изменение концентраций диффундирующего компонента (CO<sub>2</sub>) по обе стороны пограничной пленки (газовой и жидкостной) [7] и в итоге – изменение скорости поглощения растворяемого газа (CO<sub>2</sub>) [7, 9, 10]. В материале данной статьи рассмотрены способы поддержания этого уровня воды.

### Задача с использованием аналогового регулятора уровня

Функциональная схема канала управления питательного клапана (ПК) от регулятора уровня, использующего сигнал от аналогового датчика уровня, представлена на рисунке 1.

Регулятор уровня использует соответствующую управляющую программу. При этом регулятор уровня реализует ПИ-закон регулирования, используя аналоговый сигнал от датчика уровня.

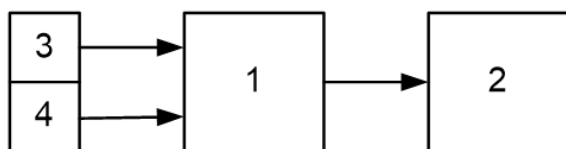


Рис. 1. Функциональная схема канала управления ПК от аналогового регулятора уровня:  
1 – регулятор уровня; 2 – привод ПК; 3 – датчик уровня; 4 – задатчик уровня

Работа регулятора описывается следующими уравнениями:

$$del_h = (h_{yr} - h_z) / h_{max}; \quad (1)$$

$$u_{yr} = K_p \cdot del_h; \quad 0 \leq u_{yr} \leq 1. \quad (2)$$

Где,  $h_z$ ,  $h_{yr}$  – заданный и измеренный датчиком сигналы, пропорциональные уровню воды в абсорбере.

В рассматриваемом примере  $h_z = 0,3$  м;  $u_{yr}$  – сигнал из регулятора уровня;  $K_p$  – коэффициент усиления;  $h_{max}$  – максимальный сигнал из датчика уровня.

Осциллограммы процессов изменения параметров узла очистки при рассматриваемом способе управления приведены на рисунках 2 ÷ 4.

При расчете осциллограмм, представленных на рисунках 2, 3, моделирование работы абсорбера выполнялось в допущении, что расходные характеристики каналов подвода и отвода газа из абсорбера согласованы. Поэтому, при отсутствии колебаний давления газовой смеси на входе в абсорбер  $p_{вх}$ , давление в абсорбере близко к назначенному (рисунок 4).

Колебания давления  $p_{вх}$  около значения, соответствующего равновесному режиму работы расходных сетей приводит к колебаниям параметров абсорбера. При этом размах колебаний параметров зависит от размаха колебаний давления газовой смеси, практически, не изменяясь с изменением давления внешней воды (рисунки 2, 3).

Рисунки 4 и 5 иллюстрируют влияние на параметры абсорбера отклонения характеристик расходной сети от расчетных значений.

При расчетных значениях давления  $p_{вх}$  и площади проходного сечения сопла  $F_{сг}$ , через которое газовая смесь подается в абсорбер, давление газа в абсорбере соответствует заданному уровню (см. рисунок 2 при  $t > 220$  с). Увеличение площади  $F_{сг}$  на 30% по сравнению с расчетной приводит к увеличению поступления рабочего газа в абсорбер (шлейф 8) и как следствие – к росту давления  $p_r$  на 15% (шлейф 2 при  $t < 200$  с). Влияние изменения  $p_{вх}$  на параметры абсорбера иллюстрируется рисунком 5.

Уменьшение  $p_{вх}$  на 0,1 МПа приводит к уменьшению  $p_r$  на 12% по сравнению с назначенным значением (шлейф 2 при  $t < 608$  с). При уменьшении  $p_{вх}$  на 0,15 МПа давление  $p_r$  уменьшается на 20% (шлейф 2 при  $t > 620$  с).

### Задача с использованием аналогового регулятора уровня

На рисунке 6 представлена функциональная схема канала управления ПК от регулятора уровня, использующего сигнал от сигнализатора верхнего уровня.

Управляющий сигнал, поступающий из дискретного регулятора уровня, формируется на основании дискретного сигнала от сигнализатора верхнего уровня воды в абсорбере.

Сигнализатор верхнего уровня срабатывает при превышении уровнем воды в абсорбере значения  $h_{max}$ , устанавливаемого по условиям безопасной работы абсорбера. В рассматриваемом примере  $h_{max} = 0,35$  м.

Управляющий сигнал на выходе регулятора, поступающий на привод регулирующего клапана, формируется в соответствии со следующими зависимостями:

$$h_{verh} = \begin{cases} 1, & \text{при } h_{yr} \geq h_{max}; \\ 0, & \text{при } h_{yr} < h_{max}; \end{cases} \quad (3)$$

$$h_z = \begin{cases} 1, & \text{при } h_{verh} = 1 \\ 0, & \text{при } h_{verh} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Где  $h_{verh}$  сигнал от сигнализатора верхнего уровня;

$h_z$  – сигнал, управляющий перемещением привода ПК;

$h_{yr}$ ,  $h_{max}$  – уровень воды в абсорбере, его максимально допустимое значение.

Работа дискретного регулятора уровня при оговоренных выше условиях и давлении внешней воды  $p_v = 0,5$  МПа представлена на рисунках 7 и 8.

Как видно из рисунка 7, использование дискретного регулятора уровня, формирующего управляющий сигнал с помощью сигнализатора верхнего уровня воды в абсорбере, позволяет удерживать заданный уровень воды в абсорбере без колебаний параметров абсорбера в случае достаточно высокого быстродействия привода ПК.

В рассматриваемом примере  $sk_{max} = 200\%/с$ . Однако, необходимо отметить, что в таком режиме формирования управляющих сигналов на привод регулирующего клапана, привод находится под нагрузкой в длительных режимах работы, что может привести к снижению безаварийной эксплуатации регулирующего клапана. Кроме того, при таком

способе регулирования уровня воды в абсорбере возможны колебания контролируемых параметров, что в свою очередь приводит к снижению запаса устойчивости объекта управления.

Улучшение условий растворения CO<sub>2</sub> во внешней воде, подаваемой в абсорбер, может быть достигнуто при управлении отбором воды из абсорбера с помощью сигналов от регулятора давления, ограничиваемых по условиям сохранения требуемого уровня воды в абсорбере. При этом для повышения продолжительности и точности поддержания назначенного давления в абсорбере

рекомендуется корректировать сигнал заданного давления по условиям изменения уровня за установленные пределы, увеличивая или уменьшая его в зависимости от выхода уровня за верхний или нижний допустимые пределы.

Продолжительность поддержания назначенного давления в абсорбере может быть также увеличена за счет изменения конструктивных характеристик абсорбера: увеличения объема емкости абсорбера, заполненной водой, и увеличения диапазона допустимого изменения уровня воды.

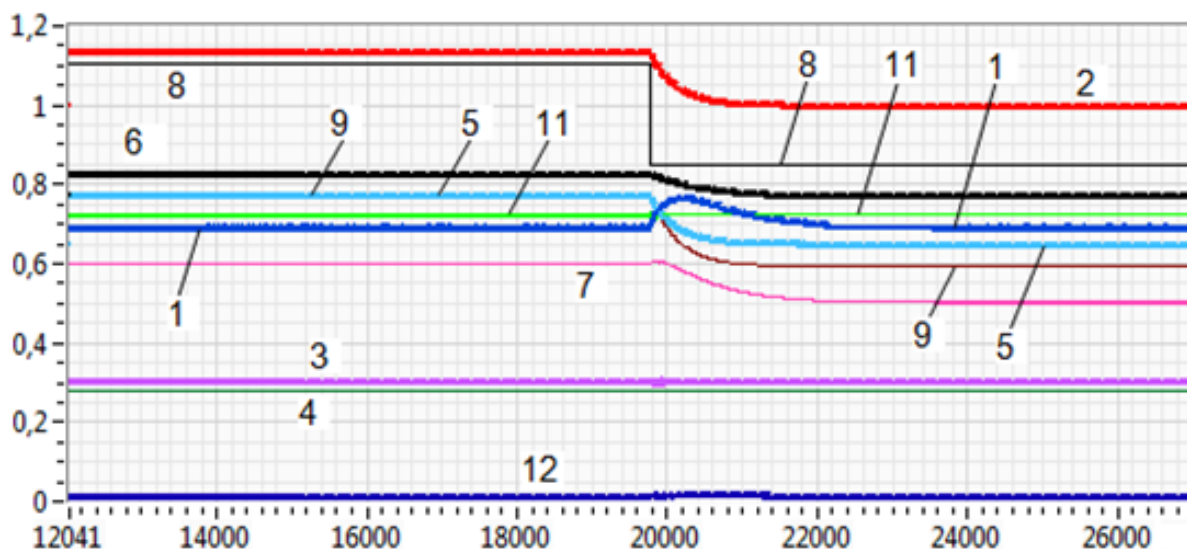


Рис. 2. Управление ПК от регулятора уровня при давлении внешней воды 0,5 МПа.

Здесь и далее на рис. 3-5 и 7-8 линии на осциллограммах отражают изменения параметров: 1 - относительный объемный расход воды на входе в абсорбер; 2 - относительное давление газовой смеси в абсорбере; 3 - уровень воды в абсорбере; 4 - относительное давление внешней среды; 5 - относительный напор насоса; 6 - относительные обороты насоса; 7 - относительная мощность насоса; 8 - относительный расход газа на входе в абсорбер; 9 - относительный расход рабочего газа на выходе абсорбера; 10 - относительное перемещение клапана (КР), регулирующего давление за питательным клапаном; 11 - относительное давление за ПК; 12 - относительное перемещение ПК

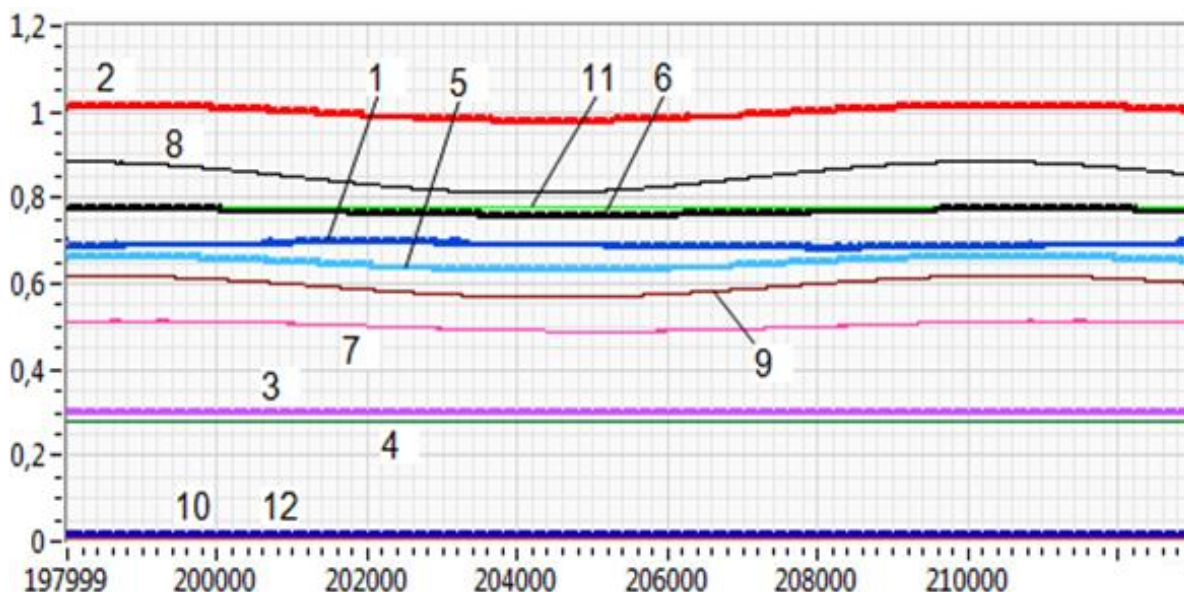


Рис. 3. Управление ПК от регулятора уровня при давлении внешней воды 1,6 МПа

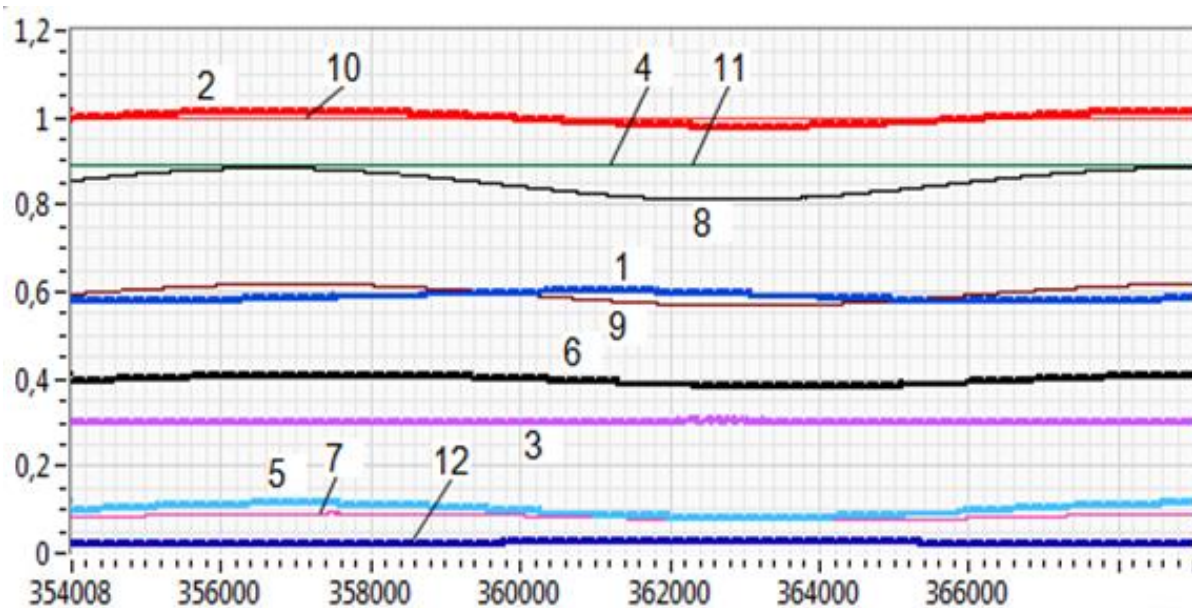


Рис. 4. Влияние изменения площади проходного сечения, через которое газовая смесь подается в абсорбер

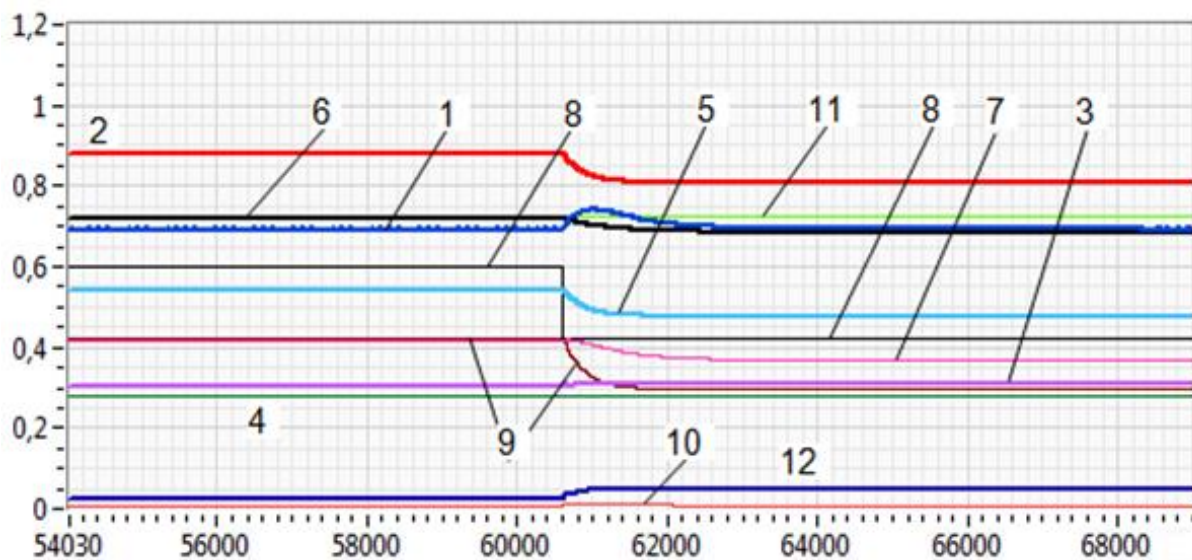


Рис. 5. Влияние изменения давления синтез-газа перед абсорбером на изменение параметров абсорбера при давлении внешней воды 0,5 МПа

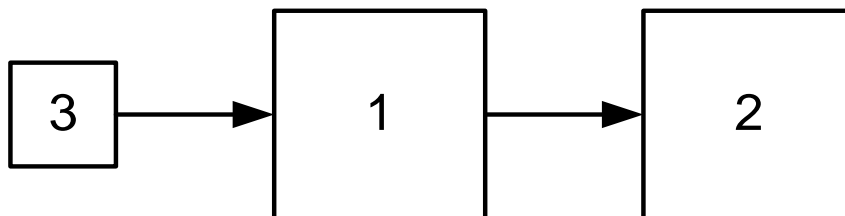


Рис. 6. Функциональная схема канала управления ПК от дискретного регулятора уровня: 1 – регулятор уровня; 2 – привод ПК; 3 – сигнализатор верхнего уровня

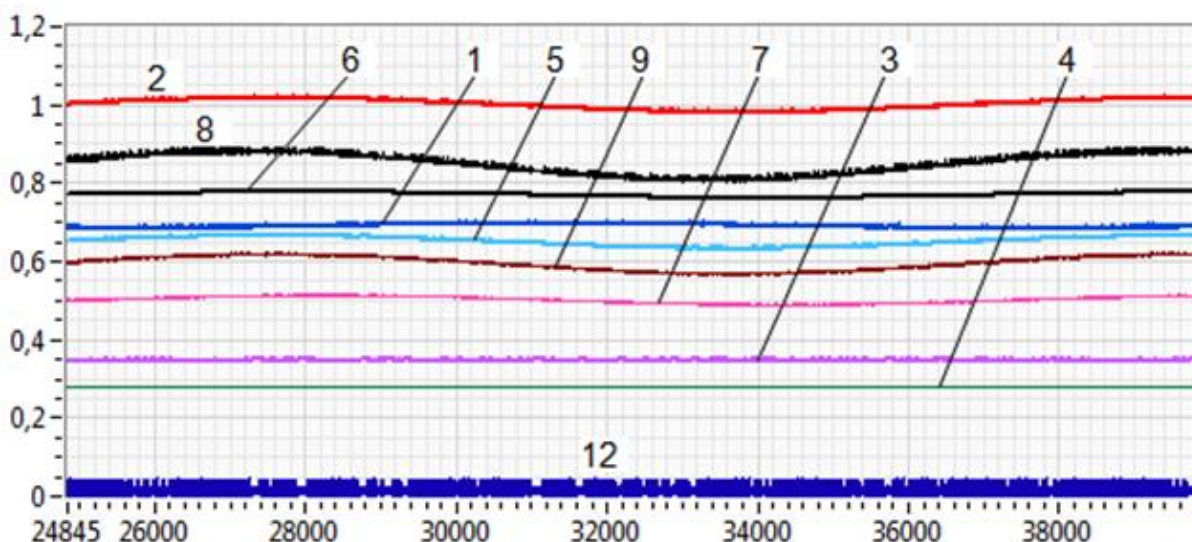


Рис. 7. Дискретный регулятор уровня при давлении внешней воды 0,5 МПа

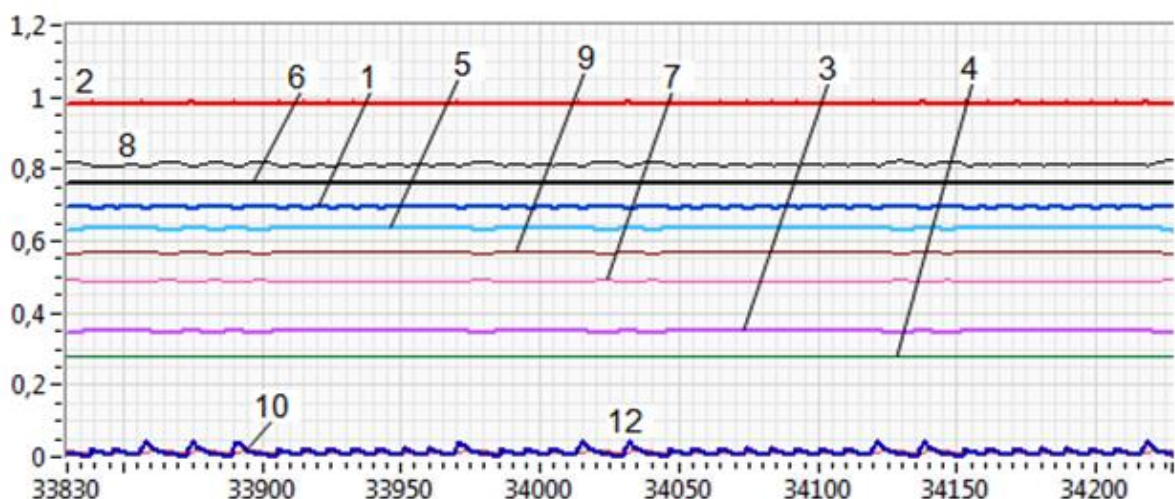


Рис. 8. Фрагмент рисунка 7

### Заключение

В процессе растворения углекислого газа, содержащегося в продуктивном газе, наблюдаются колебания уровня заборной воды во второй ступени устройства сорбционной очистки – абсорбере. Эти колебания могут привести к переливам воды выше верхнего датчика уровня и увлажнению водорода, поступающего к топливным элементам электрохимического генератора. При наличии датчика верхнего уровня воды в абсорбере имеется возможность регулирования уровня с использованием аналогового регулятора. При этом регулятор уровня должен работать под управлением специальной программы с реализацией ПИ-закона регулирования.

С использованием среды графического программирования LabVIEW были получены осциллограммы, показывающие влияние перемещения питательного клапана на изменение уровня воды в абсорбере. Условия растворения углекислого газа в заборной воде, подаваемой в абсорбер, улучшаются при управлении отбором воды из абсорбера с помощью сигналов от регулятора давления, ограничиваемых по условиям сохранения требуемого уровня воды в абсорбере. В этом случае с целью повышения продолжительности и точности поддержания назначенного давления в абсорбере рекомендуется корректировать сигнал заданного давления по условиям изменения уровня за установленные пределы, увеличивая или уменьшая его в зависимости от выхода уровня за верхний или нижний допустимые пределы.

### Литература

1. Дядик А.Н., Замуков В.В., Дядик В.А. Корабельные воздухонезависимые энергетические установки. СПб: Судостроение, 2006. – 424 с.
2. Сайданов В. О., Ландграф И. К., Савченко О. В. Опыт разработок отечественных электрохимических энергетических установок и перспективы их применения на объектах Вооруженных сил Российской

- Федерации – СПб.: Изд-во Федеральное государственное унитарное предприятие «Крыловский государственный научный центр», 2022. - 379 с.
3. Дядик А. Н., Сурин С. Н., Балакин А. В., Малых Н. П. Энергетика морских подводных объектов: монография. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2023. – 383 с.
  4. Долгий К.В., Дядик А.Н., Малых Н.П. Использование эжекторного сатуратора для растворения углекислого газа // Морской вестник. 2022. № 3 (83). С. 65 – 68.
  5. Балакин А.В., Богданов Д.С., Дядик А.Н., Ларионов М.В., Сурин С.Н. Цифровой двойник сатуратора системы очистки газа // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб. / АО «Концерн «НПО «Аврора». СПб, 2022. Вып. 4 (59). С. 16 – 26.
  6. Долгий К.В., Дядик А.Н., Малых Н.П. Разработка цифрового двойника абсорбера в системе очистки конверсионного газа // Морской вестник. 2022. № 4 (84). С. 72 – 74.
  7. Дядик А. Н., Балакин А.В., Кармазин А. С., Ларионов М. В., Сурин С. Н. Разработка принципиальных схем очистки водорода от углекислого газа. // Морской вестник. СПб. 2020. №4 (76). С. 81 – 84.
  8. Долгий К.В., Дядик А.Н., Малых Н.П. Алгоритмы управления сливом воды с целью поддержания уровня воды в абсорбере посредством регулятора давления // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия. Морская техника и технология. Астрахань 2022. №2. С. 58 – 64.
  9. Лаптев А. Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.
  10. Коуль А. Л., Ризенфельд Ф. С. Очистка газа. – М.: Недра, 1968 – 392 с.

#### References

1. Dyadik A.N., Zamukov V.V., Dyadik V.A. Shipboard air-independent power plants. St. Petersburg: Shipbuilding, 2006. – 424 p.
2. Saidanov V. O., Landgraf I. K., Savchenko O. V. Experience in developing domestic electrochemical power plants and prospects for their use at the facilities of the Armed Forces of the Russian Federation – St. Petersburg: Publishing House of the Federal State Unitary Enterprise "Krylovsky State Scientific Center", 2022. - 379 p.
3. Dyadik A. N., Surin S. N., Balakin A.V., Malykh N. P. Power engineering of marine underwater objects: monograph. – St. Petersburg: Publishing House of SPbGMTU, 2023. – 383 p.
4. Dolgij K.V., Dyadik A.N., Malykh N.P. The use of an ejector saturator for the dissolution of carbon dioxide // Marine Bulletin. 2022. No. 3 (83). pp. 65-68.
5. Balakin A.V., Bogdanov D.S., Dyadik A.N., Larionov M.V., Surin S.N. Digital double of the gas purification system saturator // Information management and processing systems: Scientific and Technical Collection / Concern NPO Aurora JSC. St. Petersburg, 2022. Issue 4 (59). pp. 16-26.
6. Dolgij K.V., Dyadik A.N., Malykh N.P. Development of the digital double of the absorber in the conversion gas purification system // Marine Bulletin. 2022. No. 4 (84). pp. 72-74.
7. Dyadik A. N., Balakin A.V., Karmazin A. S., Larionov M. V., Surin S. N. Development of basic schemes for hydrogen purification from carbon dioxide. // Marine Bulletin. St. Petersburg, 2020. No. 4 (76). pp. 81 – 84.
8. Dolgij K.V., Dyadik A.N., Malykh N.P. Algorithms for controlling water discharge in order to maintain the water level in the absorber by means of a pressure regulator // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series. Marine engineering and technology. Astrakhan 2022. No.2. pp. 58-64.
9. Laptev A. G. Boundary layer models and calculation of heat and mass transfer processes. – Kazan: Publishing house of Kazan. un-ta, 2007. – 500 p.
10. Kohl A. L., Riesenfeld F. S. Gas purification. – M.: Nedra, 1968 – 392 p.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Вахрушина Нина Сергеевна**, аспирант кафедры теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nina\_vakhrushina@mail.ru

**Дядик Александр Николаевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Nina S. Vakhrushina**, graduate student of the Department of thermophysical basics of marine engineering, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: nina\_vakhrushina@mail.ru

**Alexander N. Dyadik**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of thermophysical basics of marine engineering, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Дядик Виталий Александрович**, кандидат технических наук, главный специалист отдела судов в эксплуатации, Российский морской регистр судоходства, 191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, 8, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Vitaly A. Dyadik**, Ph.D. (Eng), chief specialist of the department of vessels in operation, Russian Maritime Register of Shipping, Dvortsovaya embankment, 8, St. Petersburg 191186, Russian Federation, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Малых Николай Павлович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: malyh@smtu.ru

**Nikolay P. Malykh**, Ph.D. (Eng), assistant professor, assistant professor of the Department of thermophysical basics of marine engineering, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: malyh@smtu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 28.04.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 02.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 04.10.2023.

Научная статья

УДК 536.24.02

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.055>

## Численное моделирование периодического квазипереключателного режима вихревой генерации и теплообмена в конической лунке с углом уклона $10^\circ$ на стенке узкого канала

Исаев С.А.<sup>1</sup> isaev3612@yandex.ru, Никущенко Д.В.<sup>1</sup> dmitry@nikushchenko.ru,  
Никущенко Е.А.<sup>1</sup> elena@nikushchenko.ru

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Обосновывается применимость решения нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS) для численного моделирования периодического квазипереключателного режима вихревой генерации и теплообмена в глубокой конической лунке с углом уклона  $10^\circ$  на стенке узкого канала. Для расчета турбулентного режима используется модифицированная с учетом влияния кривизны линий тока в рамках подхода Роди-Лешцинера-Исаева модель переноса сдвиговых напряжений Ментера 2003 года. При  $Re=10^4$  установлен период колебаний поперечной  $Rz$  и продольной силы  $Rx$ , а также суммарной теплоотдачи  $Numm$  на контрольный участок нагретой стенки канала с лункой, равный 60, который соответствует числу Струхаля  $St=0.0167$ . Компьютерная визуализация закрученных струйно-вихревых потоков демонстрирует источники типа фокусов на боковых гранях лунки. На автоколебательном режиме формируется двухячейная вихревая система с различной интенсивностью на периоде колебаний  $Rz$ . Периодические изменения трения, числа Нуссельта и температуры зарегистрированы в продольной и поперечной срединных сечениях лунки и отражают колебания вихревой структуры слева-направо и справа-налево. Показано формирование веерной струи, которая колеблется относительно плоскости продольной симметрии, вызывая перераспределение силовых и тепловых нагрузок.

**Ключевые слова:** вихревая генерация, течение в канале, коническая лунка, уравнения Рейнольдса, турбулентность, коэффициент турбулентной вязкости, квазипереключателный режим

**Финансирование:** Исследование выполнено при частичной финансовой поддержке Российского научного фонда по гранту № 22-19-00056 (расчетная методология) и Российского Фонда фундаментальных исследований по гранту № 21-58-52013 (управление структурами).

**Для цитирования:** Исаев С.А., Никущенко Д.В., Никущенко Е.А. Численное моделирование периодического квазипереключателного режима вихревой генерации и теплообмена в конической лунке с углом уклона  $10^\circ$  на стенке узкого канала, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 125—133. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.055

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.055>

## Numerical simulation of a periodic quasi-switching mode of vortex generation and heat transfer in a conical dimple with an inclination angle of $10^\circ$ on the wall of a narrow channel

Sergey A. Isaev<sup>1</sup> isaev3612@yandex.ru, Dmitry V. Nikushchenko<sup>1</sup> dmitry@nikushchenko.ru,  
Elena A. Nikushchenko<sup>1</sup> elena@nikushchenko.ru,

St. Petersburg state marine technical University, St. Petersburg, Russian Federation,

**Abstract.** The present article substantiate application of URANS approach to numerical simulations of a periodic quasi-switching mode of vortex generation and heat transfer in a deep conical dimple with an inclination angle of  $10^\circ$  on the wall of a narrow channel. The F. Menter's SST k-omega turbulence model of 2003 year was used considering streamlines curvature on a basis of the Rodi-Leshtsiner-Isaev approach. At the Reynolds number equal to  $10^4$  the period of oscillation of the transverse  $Rz$  and longitudinal force  $Rx$  has been determined, total heat transfer  $Numm$  in a reference section of a heated wall of the channel with a hole at  $St=0.0167$  was also computed. Computer visualization of swirling jet-vortex flows demonstrates sources such as focuces on the dimple's side faces. In the self-oscillating mode, a two-cell vortex system is formed with different intensities over the oscillation period  $Rz$ . Periodic changes in friction, Nusselt number and temperature are arised in the longitudinal and transverse middle sections of the dimple and reflect fluctuations of the vortex structure from left to right and from right to left. The formation of a fan jet is shown, which oscillates relative to the plane of longitudinal symmetry, causing a redistribution of power and thermal loads.

**Key words:** Jet-vortex generation, heat transfer, conical dimple, channel, simulation, URANS, quasi-switching mode

**Financial Support:** The research partly founded by the Russian Science Found, contract number 22-19-00056 (simulation method) and Russian Found of Basic Research, contract number 21-58-52013 (structures control).

**For citation:** Sergey A. Isaev, Dmitry V. Nikushchenko, Elena A. Nikushchenko Numerical simulation of a periodic quasi-switching regime of vortex generation and heat transfer in a conical dimple with an inclination angle of  $10^\circ$  on the wall of a narrow channel, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 125—133. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.055

## Введение

Проблема моделирования автоколебательных режимов нестационарного отрывного обтекания объектов с периодическим вихреобразованием является одной из актуальных проблем гидромеханики. Автоколебания вихревых структур сопровождаются периодическим изменением локальных характеристик, а также локальных и интегральных силовых нагрузок на объекты. В расчетах обтекания выступов в форме куба и параллелепипеда на пластине и на стенке узкого канала накоплен положительный опыт численного прогнозирования характеристик турбулентного обтекания на основе решения нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS) [1-6], моделирования крупными вихрями (LES) [7-10] и прямого численного моделирования (DNS) [11]. Результаты расчетов довольно неплохо сочетаются с данными физических экспериментов [12-13].

Важно отметить, что использование URANS позволяет идентифицировать процесс образования пространственных струйно-вихревых структур и связать его с высотой выступа. Попеременный сход вихрей с боковых граней куба аналогичен формированию вихревой дорожки за круговым цилиндром в случае периодического двумерного обтекания (см., например, [14]). По мере роста высоты выступа усиливается вертикальная раскочка вихревых структур.

Пространственные внутренние течения с периодическим вихреобразованием в каналах с поперечной круговой каверной характеризуются меньшей интенсивностью возвратных и вторичных течений в сравнении с внешним циклическим обтеканием выступов [4]. Круговая каверна на стенке узкого канала индуцирует в нем продольно поперечные колебания вихревых структур. Поперечная нагрузка на боковую стенку  $R_z$  подчиняется близкому к синусоидальному закону от времени.

Как показали экспериментальные исследования [15] при обтекании полусферической лунки на пластине в ней формируются периодические струйно-вихревые структуры, попеременно образующиеся на боковых склонах лунки. Такие же переключательные режимы зафиксированы в узких каналах со сферической лункой с острой кромкой [16]. Применение LES методологии позволило численно воспроизвести периодические режимы вихреобразования в глубокой лунке на стенке канала [17].

Данное исследование является продолжением численного исследования обтекания конической лунки на стенке узкого канала при изменении угла уклона от  $10^\circ$  до  $60^\circ$  [18] с акцентом на моделирование квазипереключательного режима.

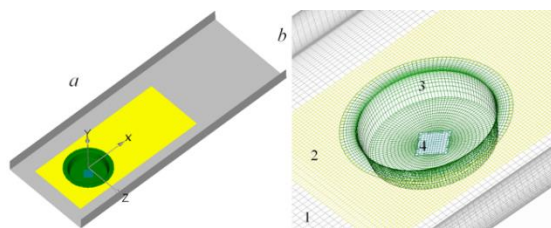


Рис. 1. Участок плоскопараллельного канала с конической лункой на нагретой стенке (а) с декартовой системой координат  $x, y, z$  и многоблочные сетки в окрестности лунки (б). 1 – канальная сетки MG; 2 – измельченная декартовая сетка MR, накрывающая лунку; 3 – O-образная криволинейная сетка Ring внутри лунки; 4 – сетка Res – осевая “заплатка”. Верхняя стенка канала снята.

## 1. Постановка задачи и метод решения

Рассматривается конфигурация узкого плоскопараллельного канала с конической лункой на нижней стенке (Рис.1), апробированная в ряде исследований. Она является компьютерным аналогом канала экспериментальных стендов [16-18]. В качестве характерных параметров выбираются диаметр пятна лунки  $D$ , среднemasсовая скорость потока  $U$  и отношение  $D/U$  (единица времени). Угол уклона лунки задается равным  $10^\circ$ , т.е. лунка по форме близка к цилиндрической. Относительная глубина лунки довольно велика и составляет 0.233. Высота узкого канала принимается равной 0.33, а ширина канала – 2.5. Степень турбулентности задается близкой к экспериментальной (1-5%), а масштаб турбулентности принимается порядка характерного размера. Относительный радиус скругления кромки лунки – 0.025. Число Рейнольдса на стабилизированном участке воздушного потока в канале принимается равным  $10^4$ . Число Прандтля воздушного теплоносителя – 0.71.

Расчетная область охватывает ограниченное стенками пространство узкого канала протяженностью 6.7 (Рис.1). Входная проточная граница с профилями характеристик полностью развитого турбулентного потока располагается на расстоянии 1.4 от проекции центра лунки на плоскость нижней стенки, принимаемой в качестве центра декартовой системы координат  $x, y, z$ . В выходном сечении канала задаются «мягкие» граничные условия – условия продолжения решения на границу, а на омываемых стенках канала ставятся условия прилипания.

Тепловая задача решается отдельно от гидродинамической (при этом эффекты естественной конвекции не учитываются). Полностью развитый воздушный поток во входном сечении канала принимается изотермическим с характерной температурой  $T_{ref}=293K$ . Нижняя омываемая облуненная стенка канала нагревается и поддерживается при постоянном тепловом потоке  $q$ . Тепловой поток  $q$  пересчитывается в безразмерный вид по формуле

$$\bar{q} = \frac{q}{\frac{\lambda Pr Re T_{ref}}{D}}$$

и принимается равным величине порядка  $3.408 \cdot 10^{-5}$ .

Здесь  $\lambda$  – теплопроводность воздуха. Боковые стенки канала адиабатические, а верхняя изотермическая с температурой  $T_{ref}$ , принятой в качестве масштаба обезразмеривания. На выходе из канала для  $T$  ставятся мягкие граничные условия.

Численное решение нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS) и энергии базируется на концепции расщепления по физическим процессам [19] и использует процедуру коррекции давления SIMPLEC и многоблочные структурированные сетки с их частичным перекрытием [4]. Уравнения движения замыкаются с помощью полуэмпирической, модифицированной с учетом влияния кривизны линий тока модели переноса сдвиговых напряжений (MSST), предложенной в 2003 году Ф. Менгером [20,21]. Подход Роди-Лешцинера-Исаева [22] к коррекции MSST 2003 года заключается во введении в коэффициент вихревой вязкости  $\mu_t$  поправочной функции  $f_c = 1/(1+C_s \times Ri_t)$ , где дополнительная константа  $C_s=0.02$ , а на произведение  $f_c \times C_\mu$  наложено ограничение  $0.02 < f_c \times C_\mu < 0.15$  (в стандартной  $k-\varepsilon$  модели [23] полуэмпирическая константа в выражении для вихревой вязкости  $C_\mu=0.09$ ). Принципиально важным является определение турбулентного числа Ричардсона для пространственных течений (для двумерных течений оно зависит от местной скорости потока и радиуса кривизны линии тока, как показано в [24]). Предложена формула

$$Ri_t = \left( \frac{1}{C_\mu \omega} \right)^2 (\nabla \times \vec{V}) \cdot \left( \frac{\vec{v}}{|\vec{v}|} \times \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial \vec{r}} \cdot \frac{\vec{v}}{|\vec{v}|} \right) \right).$$

Здесь  $\vec{r}$  - радиус-вектор;  $\vec{V}$  - вектор местной скорости течения;  $C_\mu = 0.09$ ;  $\omega$  - удельная скорость диссипации.

Развиваемая методология распараллеливается применительно к кластерным (многоядерным и многопроцессорным) системам и обобщается на случай неструктурированных сеток. Подобно [4], обобщенное уравнение переноса записывается в приращениях зависимых переменных. Явная часть уравнения дискретизируется по схемам второго порядка аппроксимации (противопоточная схема с квадратичной интерполяцией Леонарда [25] для конвективных членов уравнений количества движения, схема TVD [26] для конвективных членов уравнений характеристик турбулентности и центрально-разностная схема для диффузионных членов). Неявная часть представляется с помощью противоположной схемы с односторонними разностями. Использование центрированных сеток с размещением зависимых переменных в центрах расчетных ячеек приводит к необходимости монотонизации поля давления за счет введения коррекции Рхи-Чоу [27,28]. Методом решения алгебраических уравнений является предобусловленный BiCGSTAB [29] с алгебраическим многосеточным ускорителем из библиотеки Демидова (amgcl) [30] для поправки давления и ILU0 для остальных переменных. В разработанном пакете VP2/3 (Velocity-Pressure, 2D/3D) применены многоблочные вычислительные

технологии (MBT), описанные в [4]. Они базируются на совокупности разномасштабных, ярусных и пересекающихся структурированных сеток, согласованных со структурными элементами физической задачи соответствующих масштабов. В двух рядах приграничных ячеек каждой из пересекающихся или накладываемых сеток параметры определяются с помощью линейной интерполяции [4].

Таким образом при интегрировании уравнений используется метод второго порядка аппроксимации по пространственным переменным и первого порядка по времени. Безразмерный шаг по времени – 0.02. За начальное состояние течения воздуха в канале с конической лункой принимается поле скорости на стабилизированном участке плоскопараллельного канала. При этом при  $t < 0$  предполагается отсутствие движения воздуха внутри лунки. Вычислительный процесс заканчивается при выходе на периодический режим изменения локальных и интегральных параметров, включая поперечную силу  $R_z$ , действующую на контрольный участок с лункой размером  $2.5 \times 1.5$  со смещением центра вниз по потоку на 0.5. В данной работе анализируются на периоде колебаний  $R_z$  локальные и интегральные характеристики.

## 2. Расчетная сетка. Верификация

Расчетная область охватывает ограниченное стенками пространство узкого канала протяженностью 6.7. Входная граница располагается на расстоянии 1.4 от проекции центра лунки на расстоянии нижней стенки, принимаемой в качестве центра декартовой системы координат  $x, y, z$ .

Для решения задачи применяется многоблочная расчетная сетка, содержащая порядка 1 млн. ячеек. Композиционно сетка состоит из трех разномасштабных фрагментов: 1) канальной прямоугольной (с минимальным шагом по продольной координате – 0.08 и по поперечной координате – 0.07) сетки со сгущением узлов к стенке, предназначенной для отображения течения в пределах канала; 2) подробной, предназначенной для детализации течения в ближнем следе лунки, декартовой сетки, покрывающей окрестность лунки с размерами  $3.3 \times 0.1 \times 1.7$  (с передней границей, удаленной от центра на расстояние 0.44); 3) цилиндрической, прилегающей к облуненной стенке криволинейной, согласованной с поверхностью сферической лунки, эллиптической сетки, сгущающейся к стенке; 4) косоугольной сетки, покрывающей ось цилиндрической луночной сетки – “заплатки” размером  $0.2 \times 0.2$  (см. [18]). Пристеночный шаг выбирается равным  $10^{-4}$ . Канальная сетка содержит  $83 \times 69 \times 87$  ячеек, а окружающая сферическую лунку детальная прямоугольная сетка – на  $132 \times 31 \times 59$  ячеек. Для подробной сетки 2 минимальные величины продольного и поперечного шага равны 0.03. Цилиндрическая эллиптическая сетка, согласованная с лункой, содержит  $108 \times 53 \times 103$  ячеек, а косоугольная сетка, накрывающая ось, –  $21 \times 53 \times 21$  ячейки.

Приемлемость URANS для расчета пространственных отрывных течений обосновывается в ряде численных исследований, в том числе в расчетах обтекания кубика в канале (эксперимент Мартинуцци) [13].

### 3. Анализ полученных результатов

На Рис.2-7 показаны некоторые результаты.

Представленные на Рис.2 зависимости от времени максимальных приращений зависимых переменных в рассматриваемой расчетной области на автоколебательном режиме, а также интегральных силовых и тепловых характеристик на контрольном участке с лункой размером  $2.5 \times 1.5$  со смещением центра вниз по потоку на 0.5 показывают выход процессов аэромеханики и теплообмена в облуненном канале на периодический режим изменения.

Периодичность изменения приращений зависимых переменных на Рис.2,а отражается в цикличности геометрических фигур, заштрихованных различными цветами на промежутке времени от 300 до 400. Этому промежутку соответствует автоколебательный характер изменения поперечной и лобовой сил, действующих на контрольный участок с лункой, а также суммарной теплоотдачи  $Nu_{mm}$ . Интересно отметить, что выход автоколебательный режим занимает достаточно продолжительный период времени – примерно 200-250 от состояния покоя в конической лунке.

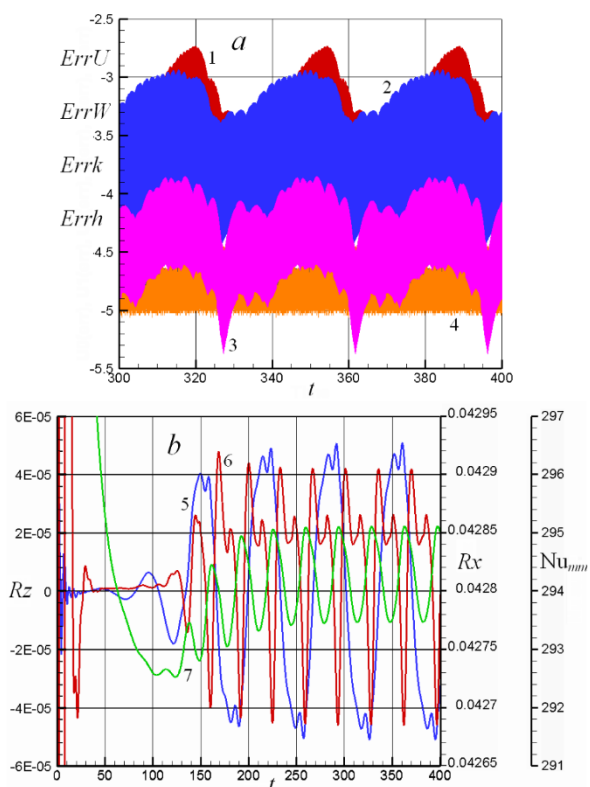


Рис.2. Зависимости от времени  $t$  максимальных приращений продольной  $ErrU$  (1) и поперечной  $ErrW$  (2) составляющих скорости, энергии турбулентности  $Errk$  (3), энтальпии (4) (а), действующей на контрольный участок с лункой поперечной  $Rz$  (5) и продольной  $Rx$  (6) сил, а также суммарной теплоотдачи  $Nu_{mm}$  (7) (б)

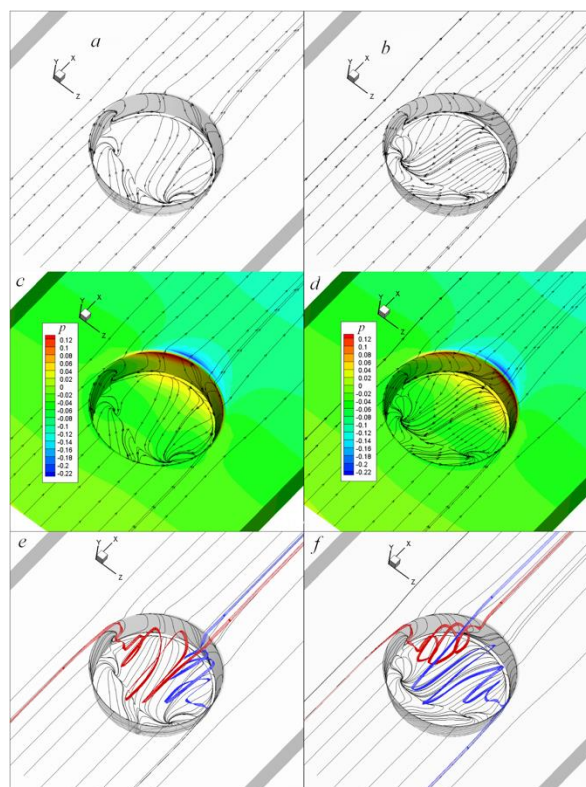


Рис.3. Картины растекания (а,б), поля давления (с,д) и струйно-вихревых структур (е,ф) в моменты времени  $t=258$  (а,с,е) и  $291$  (б,д,ф), соответствующие  $Rz=Rz_{min}$  и  $Rz_{max}$  соответственно

Период колебаний, на который выходит периодический процесс изменения вихревой картины и теплообмена в канале с глубокой конической лункой, составляет примерно 60, что соответствует числу Струхала порядка 0.016. Интересно отметить, что экстремальные величины действующей на контрольный участок поперечной силы  $Rz$  на автоколебательном режиме оказываются порядка  $5 \times 10^{-5}$ , а продольная сила  $Rx$  и интегральная теплоотдача  $Nu_{mm}$ , отнесенные к средним величинам на периоде изменения  $Rz$ , совершают периодические колебания в диапазоне 0.005.

На рис.3 сравниваются картины растекания воздуха по поверхности нагретой стенки канала с конической лункой, поля статического давления, обезразмеренного по удвоенному скоростному напору, и струйно-вихревые структуры в лунке, соответствующие двум моментам времени, при которых  $Rz$  принимает экстремальные значения. Картины отражают крайние фазы автоколебательного гидродинамического процесса с лево- и правосторонней структурами течения в лунке. Картины растекания воздуха на рис.3,а,б отображаются при компьютерной визуализации линий тока в пристеночном слое расчетных ячеек толщиной  $10^{-4}$  с указанием направления движения жидких частиц аналогично тому, как это делается в [1-6]. Как известно, такие компьютерные картины соответствуют картинам физической визуализации пристеночных вихревых и отрывных течений, полученных с помощью сажемасляных покрытий, таких как, например, в [12,13].

На представленных картинах на рис.3 демонстрируются двухячейстые вихревые

структуры. На боковых склонах лунки и на днище на картинах растекания формируются особые точки типа фокусов, в которых генерируются смерчеобразные закрученные струйные потоки. Внешний канальный поток попадает в лунку на наветренном склоне и растекается по боковым склонам. При этом в случае  $Rz=Rz_{min}$  зона повышенного статического давления с максимумом, равным 0.12, располагается слева от срединной плоскости симметрии лунки, а при  $Rz=Rz_{max}$  – справа (рис.3, c, d). В первом случае при растекании воздуха отмечается его переброска из левой половины лунки в правую. Во втором случае, напротив, при растекании воздуха происходит перемещение его из правой половины лунки в левую. Следует подчеркнуть, что зона отрицательного давления с минимумом -0.22 в обоих случаях располагается за кромкой лунки в окрестности срединной продольной плоскости симметрии.

Визуализация струйного торнадоподобного закрученного течения в лунке производится при введении ленты, сформированной мечеными жидкими частицами, в окрестности особых точек типа фокусов на боковых склонах конической лунки (рис.3, e, f). В случае  $Rz_{min}$  в лунке генерируется струя, распространяющаяся под углом  $45^\circ$ , слева направо с выходом потока из лунки на наветренном правом склоне. Для  $Rz_{max}$  генерируемая струя наклонена под углом  $45^\circ$  справа-налево и закрученный в ней поток воздуха выходит на левом наветренном склоне лунки. Таким образом, двухячеистая вихревая структура в лунке периодически перестраивается с изменением наклона транспортируемого закрученного потока от слева-направо к справа-налево и обратно на полупериоде автоколебательного режима обтекания.

Интересно отметить, что картина растекания воздуха по днищу лунки согласуется со структурой закрученных струйных потоков в лунке.

Распределения трения, числа Нуссельта и температуры в продольном и поперечном срединных сечениях конической лунки сравниваются на периоде колебаний  $Rz$ , равном 60 (рис.4). Кривые нанесены с шагом 10 по времени. Автоколебательный характер обтекания конической лунки иллюстрируется прежде всего циклическими изменениями рассматриваемых характеристик в поперечном срединном сечении. Экстремальные величины трения, числа Нуссельта и температуры периодически смещаются справа-налево и обратно. Интересно отметить, что колеблющаяся зона интенсивного возвратного течения с минимальным трением довольно узкая и характеризуется абсолютными величинами в 2.5 раза превосходящими трение в соседних областях днища лунки. Также следует подчеркнуть, что максимальные величины трения и чисел Нуссельта достигаются в прикромочной наветренной зоне лунки и в области сопряжения днища и наветренного склона лунки при  $t^*=10$  и 50.

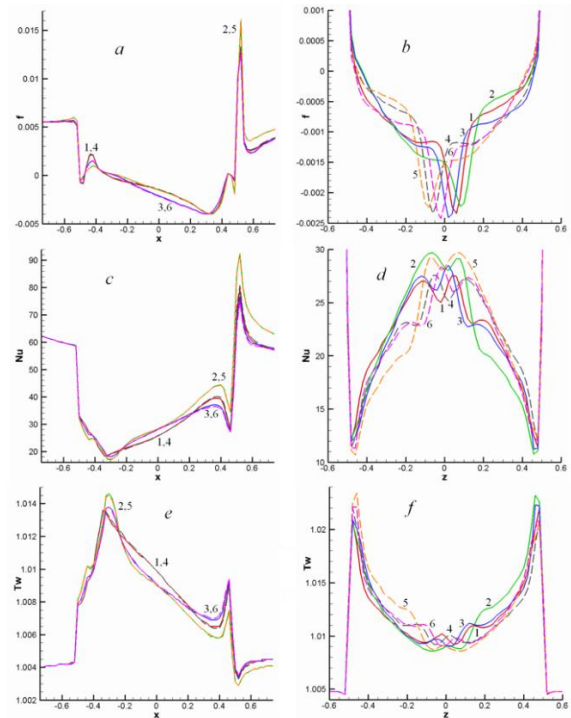


Рис.4. Эволюция во времени  $t^*$  на периоде колебаний  $T$  поперечной силы  $Rz$  распределений трения  $f$  (a,b), числа Нуссельта  $Nu$  (c,d) и температуры стенки  $T_w$  (e,f) в срединных продольном (a,c,e) и поперечном (b,d,f) сечениях. 1 –  $t^*=0$ ; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40; 6 – 50

Температура при этом снижается в районе наветренной кромки и немного возрастает в месте сопряжения днища с подветренным склоном.

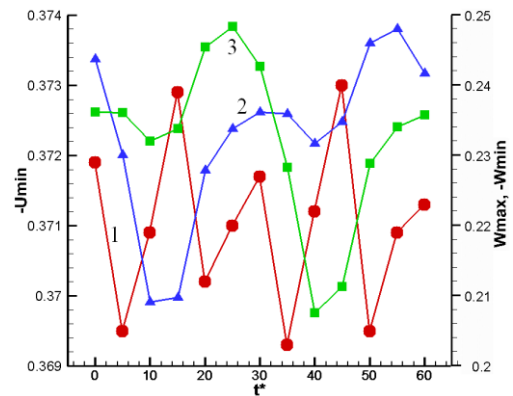


Рис.5. Зависимость от  $t^*$  экстремальных величин -  $U_{min}$  (1),  $W_{max}$ (2),  $-W_{min}$ (3).

Колебание локальных экстремальных величин составляющих скорости возвратного и вторичного течения в конической лунке на периоде колебаний  $Rz$  показывается на рис.5. Интересно отметить, что  $-U_{min}$  изменяется незначительно (в диапазоне 0.369 – 0.373), в то время как  $W_{max}$ ,  $-W_{min}$  уступают по величине в 1.5-2 (диапазон колебаний от 0.205 до 0.25).

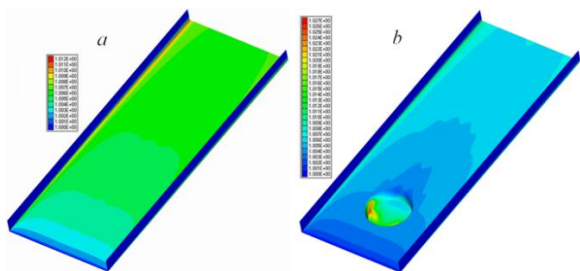


Рис.6. Сравнение распределений температуры нагретых стенок плоскопараллельного (а) и облученного (b) каналов

Сравнение распределения температуры на гладкой стенке плоскопараллельного канала и осредненной по периоду колебаний  $Rz$  температуры на облученной стенке на рис.6 показывает формирование симметричных относительно срединного продольного сечения канала полей температуры. Максимальные величины температуры на поверхности лунки многократно превосходят максимальную температуру в плоскопараллельном канале. Зоны максимальной температуры располагаются на боковых склонах лунки в окрестности центров генерации торнадоподобных струйно-вихревых структур.

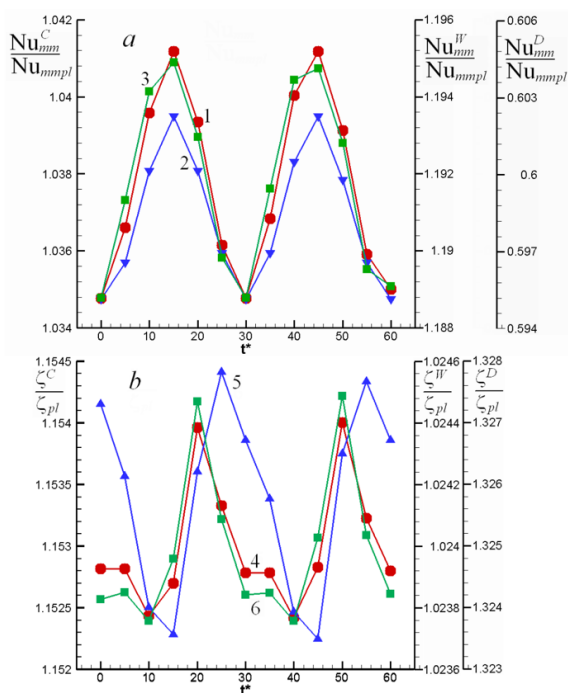


Рис.7. Зависимости от  $t^*$  тепловой эффективности  $Nu_{mm}/Nu_{mmp1}$  (а) для контрольного участка с лункой (1), участка в следе за лункой (2) и ограниченного контуром лунки участка (3), а также относительных гидравлических потерь в канале на контрольном участке (4), участке в ближнем следе за лункой (5) и участке, ограниченным контуром лунки (6)

На рис.7 сравниваются результаты по тепловой эффективности для прямоугольного контрольного участка с конической лункой, квадратного участка в следе за лункой размером  $1.5 \times 1.5$  и ограниченного контуром лунки участка, а также результаты по относительным гидравлическим потерям в канале на контрольном участке, участке в ближнем следе за

лункой и участке, ограниченным контуром лунки на периоде колебаний  $Rz$ . Гидравлические потери в узком канале с конической лункой рассчитываются согласно методике, представленной в [31].

Оценка тепловой эффективности облученного канала в отношении нагретой стенки гладкого плоскопараллельного канала демонстрирует периодическое изменение  $Nu_{mm}/Nu_{mmp1}$  во времени на периоде колебаний  $Rz$ . Величины тепловой эффективности кардинальным образом зависят от участка нагретой стенки. На контрольном участке с лункой диапазон изменения относительных чисел Нуссельта довольно узок и составляет 1.035 – 1.041. Интересно отметить, что в ближнем следе за конической лункой на квадратном участке тепловая эффективность существенно (многократно) возрастает и изменяется в диапазоне 1.189 – 1.1935. В то же время в ареале внутри конической лунки тепловая эффективность значительно меньше единицы и меняется в небольшом диапазоне 0.5955 – 0.604.

Относительные гидравлические потери на контрольном участке в канале с лункой довольно значительные в сравнении с тепловой эффективностью и изменяются в диапазоне 1.1525 – 1.154. На участке плоской стенки в ближнем следе за лункой относительные гидравлические потери невелики и изменяются в диапазоне 1.0237 – 1.0246. Интересно подчеркнуть, что теплогидравлическая эффективность участка в ближнем следе за лункой существенно превосходит 1 и составляет в среднем примерно 1.16. Относительные гидравлические потери участка в канале, окружающего коническую лунку, велики и меняются в диапазоне 1.324 – 1.3275.

### Заключение

Численное моделирование периодического квазипереходного режима вихревой генерации и теплообмена в глубокой конической лунке с углом уклона  $10^\circ$  на нагретой стенке узкого канала проводится на основе решения нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS). При расчете турбулентного режима периодического используется модифицированная с учетом влияния кривизны линий тока в рамках подхода Роди-Лещинера-Исаева модель переноса сдвиговых напряжений Ментера 2003 года. Задавая в качестве начального приближения полностью развитый поток воздуха в канале и отсутствие движения воздуха в лунке, решается нестационарная задача выхода на автоколебательный режим течения в облученном канале с периодическим изменением локальных и интегральных характеристик течения и теплообмена, в частности с циклическим изменением поперечной нагрузки  $Rz$ . Компьютерная визуализация картин растекания воздуха по поверхности лунки на демонстрирует образование источников типа фокусов на боковых гранях лунки и переключаемый характер обтекания дна. Идентификация методом меченых частиц закрученных струйно-вихревых потоков внутри лунки показывает, что на автоколебательном режиме формируется двухячеистая вихревая система с различной интенсивностью наклоненных закрученных струйных потоков на периоде колебаний  $Rz$ . При этом угол наклона струй меняется

в диапазоне +/- 45°. При  $Re=10^4$  установлен период колебаний поперечной  $R_z$  и продольной силы  $R_x$ , а также суммарной теплоотдачи  $Nu_{mm}$  на контрольный участок нагретой стенки канала с лункой, равный 60, который соответствует числу Струхала  $St=0.0167$ . Периодические изменения трения, числа Нуссельта и температуры зарегистрированы в продольной и поперечной срединных сечениях лунки и отражают колебания вихревой структуры слева-направо и справа-налево. Показано формирование веерной струи, которая колеблется относительно плоскости

продольной симметрии, вызывая перераспределение силовых и тепловых нагрузок. В целом, колебания локальных экстремальных и интегральных характеристик на периоде автоколебаний невелики. Также отмечена зона высокой тепловой эффективности за конической лункой, рост суммарной осредненной теплоотдачи в которой доходит до 20%, в то время как гидравлические потери увеличиваются крайне незначительно и не превышают 2%.

#### Литература

1. Iaccarino G., Durbin P. Unsteady 3D RANS simulations using the  $v^2 - f$  model // Center for turbulence research. Annual Research Briefs. 2000. P.263-269.
2. Iaccarino G., Ooi A., Durbin P. A. and Behnia M. Reynolds averaged simulation of unsteady separated flow // J. Heat Fluid Flow. 2003. Vol. 24. P. 147–156.
3. Isaev S.A., Lysenko D.A. Calculation of unsteady flow past a cube on the wall of a narrow channel using URANS and the Spalart-Allmaras turbulence model // J. Engineering Physics and Thermophysics. 2009. Vol.82. No.3. P.488-895.
4. Isaev S.A., Baranov P.A. and Usachov A.E. Multiblock Computational Technologies in the VP2/3 Package on Aerothermodynamics. LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken. 2013. 316p.
5. Guvernyuk S.V., Egorychev O.O., Isaev S.A., Kornev N.V., Poddaeva O.I. Numerical and physical modeling of the wind effect on a cluster of high-rise buildings // Vestn. MGSU. 2011. Vol. 1, No. 3. P. 185–191.
6. Isaev S. A., Baranov P. A., Zhukova Yu. V., Tereshkin A. A., Usachov A. E. Simulation of the wind effect on an ensemble of high-rise buildings by means of multiblock computational technologies // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2014. Vol. 87, Issue 1. P. 112-123.
7. Rodi W., Ferziger J.H., Breuer M., Pourquie M. Status of large eddy simulation: Result of a workshop // J. Fluids Eng., 1997. V.119. P.248-262.
8. Shah K.B, Ferziger J. H. A fluid mechanics view of wind engineering: large eddy simulation of flow past a cubic obstacle // J. Wind Eng. and Industr. Aerodyn. 1997. Vol. 67. Pp. 211–224.
9. Shah K.B. Large eddy simulation of the flow past a cubic obstacle // Ph.D. Thesis. Stanford University, 1998.
10. Krajnovic S., Davidson L. Large eddy simulation of the flow around a surface mounted cube using a dynamic one-equation subgrid model // The First Symp. Of Turbulence and Shear Flow Phenomena, 1999.
11. Yakhot A., Liu H. and Nikitin N. Turbulent flow around a wall-mounted cube: a direct numerical simulation // J. Heat Fluid Flow. 2006. Vol. 27. No. 6. P. 994–1009.
12. Hussein H. J. and Martinuzzi M. Energy balance for turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel // Phys. Fluids. 1996. Vol. 8. No 3. P. 764–780.
13. Martinuzzi R., Tropea C. The flow around surface mounted, prismatic obstacles placed in a fully developed channel flow (data bank contribution) // ASME J. Fluid Eng. 1993. Vol.115. P. 85-92.
14. Isaev S.A., Baranov P.A., Kudryavtsev N.A., Lysenko D.A., Usachov A.E. Comparative analysis of the calculation data on an unsteady flow around a circular cylinder obtained using the VP2/3 and Fluent packages and the Spalart-Allmaras and Menter turbulence models // J. Engineering Physics and Thermophysics. 2005. Vol.78. No.6. P.1199-2013.
15. Snedeker S., Donaldson D.P. Observation of bistable flow in hemispherical cavity // AIAA J. 1966. Vol. 4. P. 735–736.
16. Terekhov V., Kalinina S., Mshvidobadze Yu. Heat transfer coefficient and aerodynamic resistance on a surface with a single dimple // Enhanced Heat Transf. 1997. Vol. 4. P. 131-145.
17. Turnow J. Flow structure and heat transfer on dimpled surfaces // PhD Thesis, Press of University of Rostock, 2011. 151p.
18. Isaev S.A., Nikushchenko D.V., Sudakov A.G., Tryaskin N.V. and Lunakov L.P. Transformation of a separated turbulent flow in a conical dimple at the wall of a narrow channel and reduction in hydraulic losses as conicity increases // Technical Physics Letters. 2021. Vol. 47. No. 6. P. 551–554.
19. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics. Berlin, Heidelberg, 1999, 389p.
20. Menter F. R., Kuntz M., and Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, in: K. Hajalic, Y. Nogano, and M. Tummers (Eds.) Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Begell House Inc., 2003, 8p.
21. Menter F., Ferreira J.C., Esch T., and Konno B. Turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines // Proceedings of Int. Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, 2003, 10p.
22. Isaev S.A. Experience of application of SST-model-2003 with correction on streamline curvature according to Rodi-Leschziner-Isaev approach for (U)RANS calculations of separated and vortex sub- and supersonic flows // AIP Conference Proceedings. 2018. 2027. 020015.1-7.
23. Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 1974. Vol. 3. No.2. P. 269–289.
24. Leschziner M., Rodi W. Calculation of annular and twin parallel jets using various discretization schemes and turbulence-model variations // Transactions of ASME. Journal of Fluids Engineering. 1981. Vol. 103. P. 352–365.
25. Leonard B.P., A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation, Comp. Meth. Appl. Mech. Eng., 19 (1) (1979) 59-98

26. Van Leer B., Towards the ultimate conservative difference scheme V. A second order sequel to Godunov's method, *J. Comp. Phys.*, 32 (1979) 101–136
27. Rhie C.M., Chow W.L., A numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation. *AIAA J.*, 21 (1983) 1525–1532.
28. Pascau A., Garcia N., Consistency of SIMPLEC scheme in collocated grids, V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2010. Lisbon, Portugal, 2010, 12p.
29. Saad Y., Iterative methods for sparse linear systems, 2nd ed., Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 2003, 567p.
30. Demidov D., AMGCL: C++ library for solving large sparse linear systems with algebraic multigrid method. <http://amgcl.readthedocs.org/>
31. Isaev S.A., Kornev N.V., Leontiev A.I., Hassel E. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on the turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2010. Vol.53. Issues 1-3. P.178-197.

### References

1. Iaccarino G., Durbin P. Unsteady 3D RANS simulations using the  $v^2 - f$  model // Center for turbulence research. Annual Research Briefs. 2000. P.263-269.
2. Iaccarino G., Ooi A., Durbin P. A. and Behnia M. Reynolds averaged simulation of unsteady separated flow // *J. Heat Fluid Flow*. 2003. Vol. 24. P. 147–156.
3. Isaev S.A., Lysenko D.A. Calculation of unsteady flow past a cube on the wall of a narrow channel using URANS and the Spalart-Allmaras turbulence model // *J. Engineering Physics and Thermophysics*. 2009. Vol.82. No.3. P.488-895.
4. Isaev S.A., Baranov P.A. and Usachov A.E. Multiblock Computational Technologies in the VP2/3 Package on Aerothermodynamics. LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken. 2013. 316p.
5. Guvernuyuk S.V., Egorychev O.O., Isaev S.A., Kornev N.V., Poddaeva O.I. Numerical and physical modeling of the wind effect on a cluster of high-rise buildings // *Vestn. MGSU*. 2011. Vol. 1, No. 3. P. 185–191.
6. Isaev S. A., Baranov P. A., Zhukova Yu. V., Tereshkin A. A., Usachov A. E. Simulation of the wind effect on an ensemble of high-rise buildings by means of multiblock computational technologies // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2014. Vol. 87, Issue 1. P. 112-123.
7. Rodi W., Ferziger J.H., Breuer M., Pourquie M. Status of large eddy simulation: Result of a workshop // *J. Fluids Eng.*, 1997. V.119. P.248-262.
8. Shah K.B, Ferziger J. H. A fluid mechanics view of wind engineering: large eddy simulation of flow past a cubic obstacle // *J. Wind Eng. and Industr. Aerodyn*. 1997. Vol. 67. Pp. 211–224.
9. Shah K.B. Large eddy simulation of the flow past a cubic obstacle // Ph.D. Thesis. Stanford University, 1998.
10. Krajnovic S., Davidson L. Large eddy simulation of the flow around a surface mounted cube using a dynamic one-equation subgrid model // *The First Symp. Of Turbulence and Shear Flow Phenomena*, 1999.
11. Yakhot A., Liu H. and Nikitin N. Turbulent flow around a wall-mounted cube: a direct numerical simulation // *J. Heat Fluid Flow*. 2006. Vol. 27. No. 6. P. 994–1009.
12. Hussein H. J. and Martinuzzi M. Energy balance for turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel // *Phys. Fluids*. 1996. Vol. 8. No 3. P. 764–780.
13. Martinuzzi R., Tropea C. The flow around surface mounted, prismatic obstacles placed in a fully developed channel flow (data bank contribution) // *ASME J. Fluid Eng*. 1993. Vol.115. P. 85-92.
14. Isaev S.A., Baranov P.A., Kudryavtsev N.A., Lysenko D.A., Usachov A.E. Comparative analysis of the calculation data on an unsteady flow around a circular cylinder obtained using the VP2/3 and Fluent packages and the Spalart-Allmaras and Menter turbulence models // *J. Engineering Physics and Thermophysics*. 2005. Vol.78. No.6. P.1199-2013.
15. Snedeker S., Donaldson D.P. Observation of bistable flow in hemispherical cavity // *AIAA J*. 1966. Vol. 4. P. 735–736.
16. Terekhov V., Kalinina S., Mshvidobadze Yu. Heat transfer coefficient and aerodynamic resistance on a surface with a single dimple // *Enhanced Heat Transf*. 1997. Vol. 4. P. 131-145.
17. Turnow J. Flow structure and heat transfer on dimpled surfaces // PhD Thesis, Press of University of Rostock, 2011. 151p.
18. Isaev S.A., Nikushchenko D.V., Sudakov A.G., Tryaskin N.V. and Lunakov L.P. Transformation of a separated turbulent flow in a conical dimple at the wall of a narrow channel and reduction in hydraulic losses as conicity increases // *Technical Physics Letters*. 2021. Vol. 47. No. 6. P. 551–554.
19. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics. Berlin, Heidelberg, 1999, 389p.
20. Menter F. R., Kuntz M., and Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, in: K. Hajalic, Y. Nogano, and M. Tummers (Eds.) *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*. Begell House Inc., 2003, 8p.
21. Menter F., Ferreira J.C., Esch T., and Konno B. Turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines // *Proceedings of Int. Gas Turbine Congress 2003 Tokyo*, 2003, 10p.
22. Isaev S.A. Experience of application of SST-model-2003 with correction on streamline curvature according to Rodi-Leschziner-Isaev approach for (U)RANS calculations of separated and vortex sub- and supersonic flows // *AIP Conference Proceedings*. 2018. 2027. 020015.1-7.
23. Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng*. 1974. Vol. 3. No.2. P. 269–289.
24. Leschziner M., Rodi W. Calculation of annular and twin parallel jets using various discretization schemes and turbulence-model variations // *Transactions of ASME. Journal of Fluids Engineering*. 1981. Vol. 103. P. 352–365.

25. Leonard B.P., A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, 19 (1) (1979) 59-98
26. Van Leer B., Towards the ultimate conservative difference scheme V. A second order sequel to Godunov's method, *J. Comp. Phys.*, 32 (1979) 101-136
27. Rhie C.M., Chow W.L., A numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation. *AIAA J.*, 21 (1983) 1525-1532.
28. Pascau A., Garcia N., Consistency of SIMPLEC scheme in collocated grids, V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2010. Lisbon, Portugal, 2010, 12p.
29. Saad Y., Iterative methods for sparse linear systems, 2nd ed., Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 2003, 567p.
30. Demidov D., AMGCL: C++ library for solving large sparse linear systems with algebraic multigrid method. <http://amgcl.readthedocs.org/>
31. Isaev S.A., Kornev N.V., Leontiev A.I., Hassel E. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on the turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2010. Vol.53. Issues 1-3. P.178-197.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Исаев Сергей Александрович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: isaev3612@yandex.ru

**Sergey A. Isaev**, Dr. Sci. (Eng), professor, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: isaev3612@yandex.ru

**Никущенко Дмитрий Владимирович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: dmitry@nikushchenko.ru

**Dmitry V. Nikushchenko**, Dr. Sci. (Eng), professor, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: dmitry@nikushchenko.ru

**Никущенко Елена Александровна**, ассистент кафедры теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: elena@nikushchenko.ru

**Elena A. Nikushchenko**, born in 1984, Researcher in Research Department of State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: elena@nikushchenko.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 22.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 27.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 27.10.2023.

Научная статья

УДК 66.074.5

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.056>

## Технология удаления углекислого газа заборной водой в сатураторе топливного процессора подводного аппарата

Дядик А.Н.<sup>1</sup> dyadik@rambler.ru, Маловик Д.С.<sup>1</sup> dimamalovik@gmail.com

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Статья посвящена разработке технологии очистки водорода от примесей диоксида углерода в сатураторе подводного аппарата. Принято, что в сатураторе реализуется пузырьковый режим течения двухфазной смеси с монодисперсной структурой, для оценки эффективности работы сатуратора в первом приближении. Разработана математическая модель сатуратора, являющегося составным элементом топливного процессора воздуонезависимой энергетической установки с электрохимическим генератором для подводных объектов на основе конвективной и молекулярной диффузии. Установлено, что требуется определение поверхности массообмена, состоящей из суммы поверхностей всех газовых пузырьков в объеме сатуратора. Выполнены расчеты по математической модели для трех вариантов подачи жидкости в объем сатуратора, на основе которых сделан вывод о невозможности полного растворения углекислого газа в сатураторе при относительном объемном расходе жидкости, равном единице, поэтому в системе очистки требуется вторая ступень очистки – абсорбер.

**Ключевые слова:** сатуратор, пузырек, абсорбция, скорость, водород, синтез-газ, углекислый газ.

**Для цитирования:** Дядик А.Н., Маловик Д.С. Технология удаления углекислого газа заборной водой в сатураторе топливного процессора подводного аппарата. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 134—139. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.056

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.056>

## Technology of removing carbon dioxide by seawater in the saturator of the fuel processor of the underwater vehicle

Aleksandr N. Dyadik<sup>1</sup> dyadik@rambler.ru, Dmitry S. Malovik<sup>1</sup> dimamalovik@gmail.com

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

**Abstract.** The article is devoted to the development of a technology for purifying hydrogen from carbon dioxide impurities in the saturator of an underwater vehicle. It is assumed that a bubble flow regime of a two-phase mixture with a monodisperse structure is implemented in the saturator to assess the effectiveness of the saturator in the first approximation. A mathematical model of the saturator, which is an integral element of the fuel processor of an air-independent power plant with an electrochemical generator for underwater objects based on convective and molecular diffusion, has been developed. It is established that it is required to determine the mass transfer surface consisting of the sum of the surfaces of all gas bubbles in the saturator volume. Calculations were performed using a mathematical model for three variants of liquid supply to the saturator volume, on the basis of which it was concluded that it is impossible to completely dissolve carbon dioxide in the saturator with a relative volume flow rate of one, therefore, a second stage of purification is required in the purification system – absorber.

**Key words:** saturator, gas bubble, absorption, velocity, hydrogen, synthesis gas, carbon dioxide.

**For citation:** Aleksandr N. Dyadik, Dmitry S. Malovik. Technology for removing carbon dioxide by seawater in the saturator of the fuel processor of the underwater vehicle. Marine intellectual technologies 2023. № 4 part 2, P. 134—139. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.056

### Введение

Объектом исследования являются воздуонезависимые энергетические установки (ВНЭУ) подводных аппаратов, которые для получения водорода используют риформинг дизельного топлива [1,2]. В процессе работы ВНЭУ подобного типа образуется двуокись углерода, которую необходимо выводить из контура энергоустановки [3]. С целью снижения содержания CO<sub>2</sub> в продуктивном газе, в составе блока предварительной очистки (БПО) предполагается использовать два устройства: сатуратор в качестве первой ступени и абсорбер в качестве второй ступени очистки для реализации процесса растворения углекислого газа в заборной воде с

дальнейшим удалением смеси в заборное пространство [4]. В статье рассмотрены физические процессы, сопровождающие работу сатуратора. Углекислый газ достаточно хорошо растворяется в воде [5], поэтому для написания алгоритма расчета сатуратора необходимо использовать теорию молекулярной и конвективной диффузии.

### 1. Процесс массообмена в сатураторе

В массообмене участвуют в большинстве случаев три вещества: распределяющее вещество G, составляющее первую фазу; распределяющее вещество L, составляющее вторую фазу; распределяемое вещество M, которое переходит из одной фазы в другую. Поскольку все рассматриваемые массообменные процессы

обратимы, распределяемое вещество может переходить из фазы G в фазу L, и наоборот, в зависимости от концентрации этого вещества в распределяющих фазах. В качестве движущей силы процесса массопереноса компонента  $i$  из объема фазы к границе раздела или в обратном направлении принимается разность концентраций этого компонента на границе раздела фаз и в объеме рассматриваемой фазы. Так при абсорбции, если концентрация компонента  $i$  в отдающей фазе равна  $x_i$ , а в принимающей фазе  $y_i$  и на границе раздела фаз концентрации соответственно равны  $x_i^*$  и  $y_i^*$ , то движущая сила процесса переноса в отдающей фазе будет равна  $x_i - x_i^*$ , а в принимающей  $y_i^* - y_i$ . Согласно правилу линейности, поток вещества  $G_i$  можно представить так:

$$G_i = \beta_x(x_i - x_i^*) = \beta_y(y_i^* - y_i) \quad (1)$$

где  $\beta_x$  и  $\beta_y$  – коэффициенты массоотдачи для отдающей и принимающей фаз,  $x_i$  и  $y_i$  – концентрации компонента  $i$  в принимающей и отдающей фазах;  $x_i^*$  и  $y_i^*$  – концентрации компонента  $i$  на границе раздела фаз.

Как следует из уравнения (1), поток любого компонента в отдающей и принимающей фазах одинаков. Коэффициенты массоотдачи определяют перенос рассматриваемого вещества в одной из фаз через единицу поверхности поперечного сечения при движущей силе, равной единице.

Количество вещества, переносимое за время  $\tau$  через единицу поверхности контакта фаз  $f$ , определится выражением:

$$M_i = g_i f \tau = K_x f (x_i - x_i^*) \tau = K_y f (y_i^* - y_i) \tau \quad (2)$$

где  $K_x$  и  $K_y$  – коэффициенты массопередачи для принимающей и отдающей фаз.

Сложность анализа процессов массопередачи, протекающих в сатураторах, состоит в том, что в большинстве случаев точно не известны ни величина поверхности контакта фаз, ни значения  $x_i^*$  и  $y_i^*$  [6]. Поэтому в качестве движущей силы процесса массопередачи принимают разность между концентрацией распределяемого компонента  $i$  в отдающей фазе  $x_i$ , и его концентрацией  $x_i^*$ , соответствующей состоянию равновесия в принимающей фазе, в которой концентрация компонента  $i$  равна  $y_i$ . Аналогично можно определить движущую силу процесса массопередачи через разность концентраций, отнесенную к принимающей фазе при достижении состояния равновесия ее с отдающей фазой состава  $x_i$ . В соответствии с этим, количество вещества  $M_i$ , переходящее из одной фазы в другую через поверхность контакта фаз  $f$ , за время  $\tau$  составит:

$$M_i = K_{0x} f (x_i - x_i^*) \tau = K_{0y} f (y_i^* - y_i) \tau \quad (3)$$

где  $K_{0x}$  и  $K_{0y}$  – общие коэффициенты массопередачи, рассчитанные по разности концентраций распределяемого компонента соответственно для отдающей и принимающей фаз.

Коэффициенты массоотдачи характеризуют кинетику процесса переноса вещества в отдельной

фазе и зависят от ее физических свойств и гидродинамического состояния [7].

Коэффициенты массопередачи характеризуют кинетику процесса распределения компонента из отдающей фазы в принимающую, т.е. во всей системе в целом [7].

Величины, обратные коэффициентам массоотдачи, имеют смысл сопротивлений массопереносу в соответствующих фазах и называются фазовыми сопротивлениями массоотдачи (в газе и жидкости). Относительный вклад фазовых сопротивлений в общее сопротивление зависит от условий фазового равновесия [8].

Если допустить, что при абсорбции на границе раздела фазы находятся в равновесии, то можно записать:

$$y_i^* = m x_i \quad (4)$$

где  $m$  – константа равновесия, или распределения компонента  $i$ , определяемая по формуле (5)

$$m = \frac{E}{p} \quad (5)$$

где  $E$  – постоянная Генри, Па;  $p$  – абсолютное давление в сатураторе, Па.

Связь между коэффициентами массопередачи  $K_{0x}$  и  $K_{0y}$  и массоотдачи  $\beta_x$  и  $\beta_y$  определится соотношениями:

$$\frac{1}{K_{0x}} = \frac{1}{\beta_x} + \frac{1}{m\beta_y}; \quad \frac{1}{K_{0y}} = \frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \quad (6)$$

Если  $m > 1$  (т.е. при равновесии  $y_i > x_i$ ), то основное сопротивление сосредоточено в фазе, состав которой обозначен буквой  $x$ , если же  $m < 1$ , то преобладает сопротивление фазы, состав которой обозначен буквой  $y$ . Когда фазовые сопротивления массоотдачи существенно различаются, коэффициент массопередачи примерно равен меньшему коэффициенту массоотдачи, т.е. общее сопротивление переносу вещества лимитируется той фазой, в которой коэффициент массоотдачи меньше.

Процессы диффузии газов в газовой среде и жидкости имеют общую природу, однако существенно отличаются численными значениями коэффициентов диффузии. Так в газах расстояние между молекулами значительно превышает подобную величину в жидкостях, поэтому и коэффициенты диффузии в газах на несколько порядков выше, чем в жидкостях. Однако это утверждение правомерно лишь для разреженных газов, и с ростом давления коэффициенты диффузии в газах снижаются.

Формулы для определения коэффициентов диффузии в газах:

- формула Максвелла, модифицированная Джиллилендом:

$$D = 0,0043 \frac{T^{3/2}}{p(V_A^{1/3} + V_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (7)$$

- формула Андрусова:

$$D = 0,000792 \frac{T^{1,78}}{p(V_A^{1/3} + V_B^{1/3})^2} \left[ \frac{1}{\sqrt{M_A M_B}} + \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \right] \quad (8)$$

Для коэффициентов диффузии в жидкостях можно использовать эмпирическую формулу:

$$D = 7,7 \times 10^{-10} \frac{T}{\mu_{ж}(V_A^{1/3} - V_0^{1/3})} \quad (9)$$

В уравнениях (7) – (9)  $D$  – коэффициент диффузии, см<sup>2</sup>/с;  $T$  – абсолютная температура, К;  $V$  – мольный объем при температуре кипения и атмосферном давлении, см<sup>3</sup>/моль (принимается из таблицы 1);  $M$  – молекулярная масса растворителя;  $\mu_{ж}$  – динамический коэффициент вязкости, пуаз;  $V_0$  – константа, характеризующая жидкость.

В написании математической модели абсорбции в сатураторе зависимости для определения коэффициентов диффузии CO<sub>2</sub> в смеси конверсионных газов рассчитывались по формуле (7), как наиболее часто используемой в расчетах абсорбционных аппаратов. К тому же зависимость (7) универсальна, поскольку может быть применена для расчета коэффициентов диффузии в газах при любом давлении в сатураторе. Итак, коэффициент диффузии в газах:

$$D_{г} = \frac{4,3 \times 10^{-7} T^{3/2}}{p(V_{CO_2}^{1/3} + V_{см}^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_{CO_2}} + \frac{1}{M_{г}^{см}}} \quad (10)$$

где  $p$  – абсолютное давление кг·с/см<sup>2</sup>;  $V_{CO_2}$ ,  $V_{см}$  – мольные объемы газов, см<sup>3</sup>/моль для CO<sub>2</sub> и газовой смеси соответственно;  $M_{CO_2}$ ,  $M_{г}^{см}$  – мольные массы газов соответственно 44 кг/кмоль и 16 кг/кмоль.

Значение мольного объема для CO<sub>2</sub> принимается из литературных источников, а мольного объема смеси по уравнению  $V_{см} = V_{H_2} \cdot \mu_{H_2} + V_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + V_{CO} \cdot \mu_{CO}$ ,  $\mu$  – мольные доли водорода, углекислого газа и окиси углерода в смеси конверсионного газа.

Диффузия углекислого газа в воду осуществляется через стенки газовых пузырьков. Коэффициент диффузии углекислого газа в воде определялся зависимостью:

$$D_{ж} = \frac{1 \times 10^{-6}}{A \cdot C \sqrt{\mu_{ж}} (V_{CO_2}^{1/3} + V_{ж}^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_{CO_2}} + \frac{1}{M_{ж}}} \quad (11)$$

где  $A$  и  $C$  – коэффициенты, зависящие от свойств растворенного вещества и растворителя, для газов  $A = 1$ , для воды  $C = 4,7$ ;  $V_{ж} = 18,9$  см<sup>3</sup>/моль – мольный объем воды из таблицы 1;  $M_{ж} = 18$  кг/моль – мольная масса воды.

С целью определения величины коэффициента диффузии при различных давлениях и температурах, используются зависимости:

- для процесса диффузии в газах:

$$D_{г} = D_0 \frac{p_0}{p} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,5} \quad (12)$$

для процесса диффузии в жидкостях:

$$D_{ж} = D_{20} [1 + b(T - 20)] \quad (13)$$

$$b = 0,2 \sqrt{\frac{\mu_{ж}}{\rho_{ж}}} \quad (14)$$

В формуле (14) динамический коэффициент вязкости жидкости  $\mu_{ж}$  в сПз, а плотность  $\rho_{ж}$  в кгс/м<sup>3</sup>.

Процесс диффузии компонента  $A$  в смеси инертных компонентов  $B$ ,  $C$  и  $D$  математически описывается зависимостью

$$D_A = \frac{1 - y_A}{\frac{y_B}{D_{AB}} + \frac{y_C}{D_{AC}} + \frac{y_D}{D_{AD}}} \quad (15)$$

где  $y_A$ ,  $y_B$ ,  $y_C$ ,  $y_D$  – мольные доли компонентов смеси газов;  $D_{AB}$ ,  $D_{AC}$ ,  $D_{AD}$  – коэффициенты диффузии компонента  $A$  в каждом из компонентов  $B$ ,  $C$  и  $D$ .

С целью определения поверхности сорбции, необходимо найти количество газовых пузырьков в объеме сатуратора, полагая, что они имеют сферическую форму постоянного диаметра. Тогда величина объема, занимаемого газовыми пузырьками составит

$$V_{п} = V_{см} \varphi \quad (16)$$

где  $V_{см}$  – объем, занимаемый газожидкостной смесью в сатураторе, или геометрический объем сатуратора;  $\varphi$  – истинное объемное газосодержание, определяемое по формуле

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{(1-x) \rho_{г} w_{г}}{x \rho_{ж} w_{ж}}} \quad (17)$$

В формуле (17)  $x$  – массовое расходное газосодержание, определяемое как  $x = G_{г}/G_{см}$ , где  $G_{г}$  и  $G_{см}$  – массовые расходы газа и смеси газа с водой на входе в сатуратор, кг/с. Отношение скоростей газа и жидкости (воды) называется коэффициентом проскальзывания, или скольжением. В пузырьковом режиме движения газожидкостной смеси в объеме сатуратора проскальзыванием газа относительно жидкости можно пренебречь и считать смесь гомогенной, когда скорости пузырьков и жидкости примерно равны.

Определить количество газовых пузырьков во всем объеме сатуратора можно так

$$N_{п}^{сум} = \frac{V_{сат} \varphi}{V_{1п}} = \frac{0,785 d_{экр}^{сат^2} L_{сат} (\varphi/2)}{V_{1п}} \quad (18)$$

где  $V_{1п}$  – объем одного газового пузырька с диаметром  $d_{п}$ ;  $d_{экр}^{сат}$  – эквивалентный диаметр сатуратора, определяемый зависимостью  $d_{экр}^{сат} = d_{сат} \sqrt{(1 - \varphi)}$ ;  $L_{сат}$  – высота сатуратора.

Тогда суммарная поверхность сорбции в объеме сатуратора, равная сумме поверхностей всех газовых пузырьков, будет

$$f_{с}^{сум} = N_{п}^{сум} f_{п} = \pi d_{ср}^2 N_{п}^{сум} \quad (19)$$

Полученная формула (19) с использованием зависимостей (16) и (18) позволяет рассчитать полную сорбционную поверхность в объеме сатуратора при условии сферичности газовых пузырей одинакового диаметра.

## 2. Результаты расчетов по математической модели

С использованием уравнений (10) – (19) были выполнены расчеты степени извлечения углекислого газа из смеси. В таблице 1 приведены отдельные численные значения параметров для трех

значений массового расхода охлаждающей воды при температуре +30°C.

На рисунке 1 графически представлены результаты расчета величин коэффициентов массоотдачи для газовой и жидкостной фазы, а также

величины коэффициента массопередачи между газом и жидкостью в функции относительного объемного расхода охлаждающей жидкости, протекающей через сатуратор.

Таблица 1

Относительный расход воды	Коэффициент массоотдачи для газа, $\beta_{г}$ , м/с	Коэффициент массоотдачи для жидкости, $\beta_{ж}$ , м/с	Коэффициент массопередачи и между газом и жидкостью, $K_{г-ж}$ , м/с	Число газовых пузырьков в объеме сатуратора, шт.	Поверхность массопередачи, м <sup>2</sup>	Степень извлечения углекислого газа из смеси газов, % в сатураторе
0,33	0,0117	0,101	0,00802	1830	0,823	73
0,66	0,0184	0,175	0,0133	1108	0,5	78
1,0	0,0239	0,24	0,0175	884	0,398	79

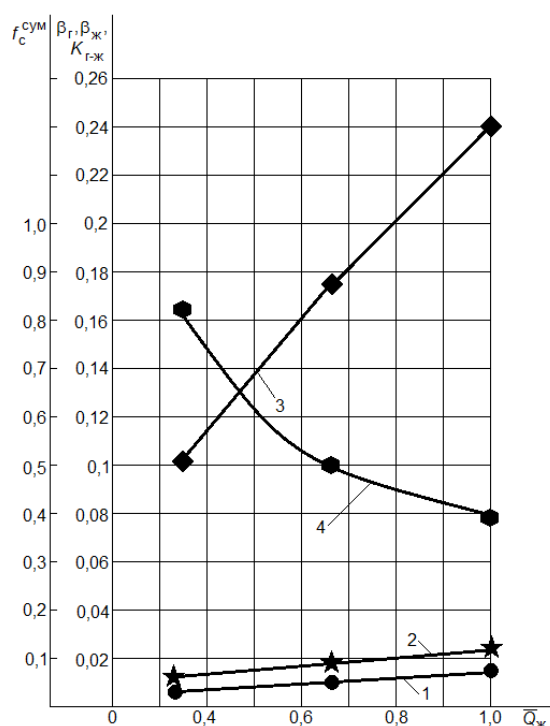


Рис. 1. Зависимость коэффициентов массоотдачи, массопередачи и суммарной поверхности пузырьков в функции относительного объемного расхода жидкости, протекающей через сатуратор: 1 –  $K_{г-ж}$ , 2 –  $\beta_{г}$ , 3 –  $\beta_{ж}$ , 4 –  $f_c^{сум}$

Как следует из рассмотрения данных таблицы 1 и графиков рисунка 1, степень извлечения углекислого газа из смеси газов при постоянной температуре зависит от объемного расхода жидкости, протекающей через сатуратор. С уменьшением объемного расхода заборной воды растет количество газовых пузырьков в объеме сатуратора и площадь поверхности. Однако при этом уменьшается коэффициент массопередачи, что приводит к снижению степени извлечения углекислого газа из синтез-газа.

При проведении расчетов сатуратора, определялись коэффициенты диффузии CO<sub>2</sub> в газе и жидкости  $D_{AB}$ . К настоящему времени предложено несколько подходов к теоретической оценке  $D_{AB}$  [9]. К

ним следует отнести гидродинамический подход к описанию механизма диффузии, подходы, основанные на кинетической теории и теории абсолютных скоростей реакций, феноменологический подход. Однако, в большинстве случаев, они неприемлемы для проведения практических расчетов  $D_{AB}$ , поскольку содержат в конечных уравнениях параметры, численные значения которых пока не поддаются теоретической оценке и, тем более, непосредственному измерению экспериментальными методами.

Параллельно теоретическим разработкам моделей механизма молекулярной диффузии, в течение последних 50-ти лет активно велось экспериментальное исследование [9]. Особенно это коснулось определения  $D_{AB}$  в системах газ-жидкость. В работе [10] приводится эмпирическая зависимость диоксида углерода в воде в диапазоне температур от 0 до 75 °C и атмосферном давлении (19).

$$D_{AB} = 1,09 \cdot 10^{-9} \cdot \exp 0,0221T \quad (19)$$

где  $T$  – температура, °C.

Однако, несмотря на достаточно большое число оригинальных работ, опубликованные данные носят разрозненный характер.

В этой связи возникает потребность в обобщении экспериментальных данных по  $D_{AB}$ , представленных в научной литературе с целью их критического анализа, обобщения с возможностью получения эмпирических зависимостей для инженерных расчетов.

### 3. Оценка приближения постоянства диаметра газового пузырька при растворении

Очевидно, что по мере растворения углекислого газа в сатураторе, диаметр газового пузырька должен уменьшаться, однако в расчетах процесса растворения CO<sub>2</sub> это не учитывается. Оценим, насколько это правомерно и какая погрешность получается от неучета фактора уменьшения диаметра газового пузырька.

Принято, что растворение газового пузырька происходит по модели конвективной диффузии. Рассмотрение процесса конвективной диффузии как изотермического может быть оправдано преобладающим влиянием на процесс массы жидкой фазы по сравнению с массой газа в единичном

пузырьке. Тогда изменение радиуса газового пузырька определится уравнением

$$\frac{\partial R}{\partial \tau} = \frac{D}{\rho_r} \left( \frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R} + \frac{R}{3\rho_r} \frac{\partial \rho_r}{\partial \tau}. \quad (20)$$

Если пренебречь изменением плотности газа в пузырьке во времени, то уравнение (20) упростится и примет вид

$$\frac{\partial R}{\partial \tau} = \frac{D}{\rho_r} \left( \frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R}. \quad (21)$$

Величина производной концентрации в уравнении (21) в случае неподвижной границы фаз определяется из решения уравнения молекулярной диффузии

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \left( \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial C}{\partial r} \right), \quad (22)$$

где начальные и граничные условия следующие:

при  $\tau = 0$   $r = R$ ,  $r \rightarrow \infty$ ,  $C = C_\infty$ ;  $\tau > 0$   $r = R$ .  $C = C_0$ ;  $r \rightarrow R$ ,  $C = C_\infty$ .

Решение уравнения (21) при начальных и граничных условиях (22) позволяет определить градиент концентрации на границе пузырька

$$\left( \frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R} = (C_0 - C_\infty) \left( \frac{1}{R} + \frac{1}{\sqrt{\pi D \tau}} \right). \quad (23)$$

С использованием (23) уравнение (21) запишется в виде

$$\frac{dR}{d\tau} = \frac{D(C_0 - C_\infty)}{\rho_r} \left( \frac{1}{R} + \frac{1}{\sqrt{\pi D \tau}} \right). \quad (24)$$

В приращениях уравнение (24) запишется

$$\Delta R = \frac{D_r(\bar{C}_r - \bar{C}_ж)}{\rho_r} \left( \frac{1}{R_n} + \frac{1}{\sqrt{D_r \pi \tau}} \right) \Delta \tau. \quad (25)$$

Величина  $\Delta \tau$  равна времени прохождения газового пузырька всей высоты сатуратора, т.е.

$$\Delta \tau = \frac{l_{сат}}{w_r}. \quad (26)$$

Расчет, выполненный по формуле (25) с использованием уравнения (26) показал величину погрешности от неучета уменьшения диаметра

газового пузырька в 4,5%, что вполне приемлемо для расчета сложных двухфазных потоков.

Как уже отмечалось учет температурного фактора при растворении углекислого газа в морской воде, как в объеме сатуратора, так и в объеме абсорбера определяется на основе обработки экспериментальных данных, приведенных в монографии [7]. При этом в результате аппроксимации экспериментальных данных зависимости растворимости углекислого газа от температуры, получилось квадратичное уравнение со средней ошибкой вычисления ~ 2%. Вид этого уравнения следующий для сатуратора:

$$k_{II} = 0,00023t^2 - 0,029t + 1,5, \quad (27)$$

где  $t$  – температура, °С.

### Заключение

Представленная в работе математическая модель сатуратора, являющегося составным элементом топливного процессора воздухонезависимой энергетической установки с электрохимическим генератором для подводных объектов, разработана на основе конвективной и молекулярной диффузии. Основным назначением сатуратора является удаление углекислого газа из продуктового газа методом абсорбции заборной водой. Полученные в работе математические зависимости опираются на физико-химические процессы, имеющие место в объеме сатуратора. Принятый режим движения двухфазной смеси в сатураторе является пузырьковым. Процесс абсорбции углекислого газа жидкостью происходит за счет разности концентраций углекислого газа в пузырьке и окружающей жидкости. По этой причине требуется определение поверхности массообмена, состоящей из суммы поверхностей всех газовых пузырьков в объеме сатуратора. Выполненные по данной математической модели расчеты для трех вариантов подачи жидкости в объем сатуратора позволили сделать вывод о невозможности полного растворения углекислого газа в сатураторе при относительном объемном расходе жидкости, равном 1, поэтому в системе очистки требуется вторая ступень – абсорбер.

### Литература

1. Дядик А. Н., Замуков В. В., Дядик В. А. Корабельные воздухонезависимые энергетические установки. – СПб.: Судостроение, 2006. – 424 с.
2. Арсентьев А. С., Прохоров Н. С., Худяков С. С., Янкевич А. И. Создание ВНЭУ для отечественного ВМФ. – Санкт-Петербург: Морской сборник, 2020. – Вып. 8(2081). – С. 79-83.
3. Ченцов М. С., Соколов В. С., Прохоров Н. С. Концепция установки получения водорода риформингом дизельного топлива в составе атмосферонезависимой энергетической установки с электрохимическими генераторами для неатомной подводной лодки. Саратов: Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология», 2006. Вып. №11(43), С. 39–46.
4. Балакин А.В., Богданов Д.С., Дядик А.Н. Технология отработки систем управления блоком очистки воздухонезависимой энергетической установки с использованием имитационного моделирующего комплекса// Морские интеллектуальные технологии. СПб, №4 (30). Т. 2. 2015. С. 52 – 56.
5. Некрасов Б. В. Основы общей химии. – М.: Химия, 1973 г. – 391 с.
6. Железняк А. С., Иоффе И. И. Методы расчета многофазных жидкостных реакторов.– Л.: Химия, 1974. – 320 с.
7. Рамм В. М. Абсорбция газов/ В. М. Рамм. – М.: Химия. 1974. – 656 с.
8. Лаптев А. Г., Конахин А. М., Минеев Н. Г. Теоретические основы и расчет аппаратов разделения гомогенных смесей. М.: Теплотехник, 2011 г. – 424 с.

9. Новоселов А. Г., Тишин В. Б., Дужий А. Б. Справочник по молекулярной диффузии в системах газ-жидкость и жидкость-жидкость. В кн.: Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч. II. – СПб: НПО «Профессионал», 2006. – 91 с.
10. Новоселов А.Г., Дужий А.Б., Голикова Е.Ю. Молекулярная диффузия газов в жидкости. Коэффициенты молекулярной диффузии диоксида углерода в воде // Научный журнал НИУ ИТМО. СПб, №2 (20). 2014. 19 с.

#### References

1. Dyadik A. N., Zamukov V. V., Dyadik V. A. Shipboard air-independent power plants. – St. Petersburg: Shipbuilding, 2006. – 424 p.
2. Arsentiev A. S., Prokhorov N. S., Khudyakov S. S., Yankevich A. I. Creation of VNEU for the Russian Navy. – St. Petersburg: Marine Collection, 2020. – Issue 8(2081). – pp. 79-83.
3. Chentsov M. S., Sokolov V. S., Prokhorov N. S. The concept of a hydrogen production unit by reforming diesel fuel as part of an atmospheric-independent power plant with electrochemical generators for a non-nuclear submarine. Sarov: International Scientific Journal "Alternative Energy and Ecology", 2006. Issue No. 11(43), pp. 39-46.
4. Balakin A.V., Bogdanov D.S., Dyadik A.N. Technology of testing control systems for the air-independent power plant purification unit using a simulation modeling complex// Marine intelligent technologies. St. Petersburg, No. 4 (30). Vol. 2. 2015. pp. 52-56. Новоселов А.Г., Дужий А.Б., Голикова Е.Ю. Молекулярная диффузия газов в жидкости. Коэффициенты молекулярной диффузии диоксида углерода в воде // Научный журнал НИУ ИТМО. СПб, №2 (20). 2014. 19 с.
5. Nekrasov B. V. Fundamentals of general chemistry. – M.: Chemistry, 1973 – 391 p.
6. Zheleznyak A. S., Ioffe I. I. Calculation methods of multiphase liquid reactors. – L.: Chemistry, 1974. – 320 p.
7. Ramm V. M. Absorption of gases/ V. M. Ramm. – M.: Chemistry. 1974. – 656 p.
8. Laptsev A. G., Konakhin A.M., Mineev N. G. Theoretical foundations and calculation of devices for separation of homogeneous mixtures. M.: Teplotekhnika, 2011 – 424 p.
9. Новоселов А. Г., Тишин В. Б., Дужий А. Б. Handbook of molecular diffusion in gas-liquid and liquid-liquid systems. In: The New Handbook of Chemist and Technologist. Processes and devices of chemical technologies. Part II. – St. Petersburg: NPO "Professional", 2006. – 91 p.
10. Новоселов А.Г., Дужий А.Б., Голикова Е.Ю. Молекулярная диффузия газов в жидкости. Коэффициенты молекулярной диффузии диоксида углерода в воде // Научный журнал НИУ ИТМО. СПб, №2 (20). 2014. 19 с.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Дядик Александр Николаевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Aleksandr N. Dyadik**, Dr. Sci. (Eng), Professor, the head of department of thermophysical fundamentals of marine power engineering, State marine technical university of St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: dyadik@rambler.ru

**Дмитрий Сергеевич Маловик**, аспирант кафедры теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: dimamalovik@gmail.com

**Dmitry S. Malovik**, graduate student of thermophysical fundamentals of marine power engineering, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: dimamalovik@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.03.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 27.10.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 04.11.2023.

Научная статья

УДК 62-752.2

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.057>

## Экспериментальное определение статической характеристики сварных виброизоляторов, применяемых в судостроении

Титова Ю.Ф.<sup>1</sup> [titova-stud@yandex](mailto:titova-stud@yandex), Яковлев С.Н.<sup>2</sup> [stannik59@mail.ru](mailto:stannik59@mail.ru),  
Подколызина Л.В.<sup>2</sup> [lpodkolzina17@gmail.com](mailto:lpodkolzina17@gmail.com), Коробицин А.А.<sup>1</sup> [line51@yandex.ru](mailto:line51@yandex.ru),  
Поляхов Д.Н.<sup>2</sup> [polakhov@mail.ru](mailto:polakhov@mail.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,

<sup>2</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

**Аннотация.** В работе приведено обоснование необходимости применения виброизоляторов с целью повышения ресурса и надежности механизмов. Целью работы является получение уточненной статической характеристики виброизоляторов типа АКСС (амортизатор корабельный сварной со страховкой) по трем направлениям, которая необходима для расчета частоты собственных колебаний системы «агрегат-виброизолятор».

В работе представлены основы механизма демпфирования колебаний вязкоупругими материалами, в частности резиной, используемой для изготовления виброизоляционного массива. Кроме того, приведены основные типы виброизоляторов, применяемых в судостроении на сегодняшний день.

В работе приведено описание нагружающего устройства для снятия статической характеристики виброизолятора и методики проведения экспериментального исследования в точном соответствии с ГОСТ 27242-87.

Представлена эмпирическая зависимость по определению статической деформации виброизолятора в основном направлении от приложенной нагрузки и эмпирические зависимости для определения статической характеристики виброизолятора в зависимости от статической деформации по основному направлению.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили величины статических жесткостей виброизолятора по трем взаимноперпендикулярным направлениям, в соответствии с ГОСТ 17053.1-80.

**Ключевые слова:** виброизолятор, вязкоупругий материал, статическая характеристика, основное направление нагружения, частота собственных колебаний.

**Для цитирования:** Титова Ю.Ф., Яковлев С.Н., Подколызина Л.В., Коробицин А.А., Поляхов Д.Н. Экспериментальное определение статической характеристики сварных виброизоляторов, применяемых в судостроении, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 140—147. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.057

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.057>

## Experimental determination of the static characteristics of welded vibration isolators used in shipbuilding

Yuliyana F. Titova<sup>1</sup> [titova-stud@yandex](mailto:titova-stud@yandex), Stanislav N. Yakovlev<sup>2</sup> [stannik59@mail.ru](mailto:stannik59@mail.ru),  
Lyudmila V. Podkolzina<sup>2</sup> [lpodkolzina17@gmail.com](mailto:lpodkolzina17@gmail.com), Anton A. Korobicin<sup>1</sup> [line51@yandex.ru](mailto:line51@yandex.ru),  
Dmitry N. Polyakhov<sup>2</sup> [polakhov@mail.ru](mailto:polakhov@mail.ru)

<sup>1</sup>Saint Petersburg State Marine Technical University, <sup>2</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

**Annotation.** The paper provides a justification for the need to use vibration isolators in order to increase the resource and reliability of mechanisms. The aim of the work is to obtain a refined static characteristic of vibration isolators of the AKSS type (ship-mounted welded shock absorber with insurance) in three directions, which is necessary for calculating the frequency of natural oscillations of the "unit-vibration isolator" system.

The paper presents the basics of the vibration damping mechanism by viscoelastic materials, in particular rubber, used for the manufacture of a vibration isolation array. In addition, the main types of vibration isolators used in shipbuilding today are given.

The paper provides a description of the loading device for removing the static characteristics of the vibration isolator and the methodology for conducting an experimental study in strict accordance with GOST 27242-87.

An empirical dependence is presented for determining the static deformation of a vibration isolator in the main direction from the applied load and empirical dependences for determining the static characteristics of a vibration isolator depending on the static deformation in the main direction.

The conducted experimental studies confirmed the values of the static stiffness of the vibration isolator in three mutually perpendicular directions, in accordance with GOST 17053.1-80.

**Key words:** vibration isolator, viscoelastic material, static characteristic, main loading direction, frequency of natural oscillations.

**For citation:** Yuliyana F. Titova, Stanislav N. Yakovlev, Lyudmila V. Podkolzina, Anton A. Korobicin, Dmitry N. Polyakhov, Experimental determination of the static characteristics of welded vibration isolators used in shipbuilding, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 140—147. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.057

## Введение

В современном судостроении наблюдается устойчивая тенденция к повышению мощности и быстроходности механизмов, что обуславливает увеличение динамических нагрузок на механизм. Вибрационное состояние во многом определяет ресурс и надежность механизма и как следствие, обеспечение низкого уровня вибраций есть задача первоочередной важности.

Наиболее эффективным методом снижения вибраций является виброизоляция. Целью любой виброзащитной системы является обеспечение условий, когда виброперемещения стремятся к нулю. Снижение уровня вибраций защищаемого механизма, происходит благодаря превращению части кинетической энергии амортизируемого объекта в тепловую, за счет внутреннего трения в виброизоляционном материале.

Наиболее широко в качестве виброизоляционного материала распространена резина, которая благодаря своему молекулярному строению, обладает вязкоупругим поведением.

Целью данной работы является получение уточненной статической характеристики виброизоляторов типа АКСС по трем направлениям, необходимой для расчета частоты собственных колебаний системы.

### 1. Материалы и методика исследования

Основой механизма демпфирования колебаний резинами является их вязкоупругое поведение. Термин «вязкоупругое» означает, что резина обладает одновременно и вязкой и упругой составляющей поведения. Упругость виброизоляционного материала позволяет аккумулировать энергию при сжатии и возвращать ее полностью после снятия нагрузки. Вязкость резины обуславливает внутреннее трение в материале (гистерезис), благодаря которому часть кинетической энергии колеблющегося тела превращается в тепло [1-6].

Резины в свободном (недеформированном) состоянии представляют собой аморфные вещества, у которых отсутствует кристаллическая решетка, при этом макромолекулы расположены в произвольном порядке и имеет достаточно длинные и гибкие отрезки цепного строения между узлами.

На сегодняшний день в судостроении наиболее широко распространены следующие типы виброизоляторов [7-9]:

- Сварные резино-металлические виброизоляторы, представляющие собой неразборное изделие с резиновым виброизоляционным массивом, привулканизированным или как говорят приваренным к металлическим деталям;
- Сборные виброизоляторы, у которых резиновый виброизоляционный массив не привулканизирован ни к одной из металлических деталей;
- Сборно-сварные виброизоляторы, у которых виброизоляционный массив привулканизирован к металлическим деталям и полученный таким образом резино-металлический блок после сборки с другими металлическими деталями, образует резино-металлический виброизолятор.

Для экспериментального исследования нами выбран виброизолятор АКСС – М (амортизатор корабельный сварной со страховкой) для номинальной нагрузки 15 кГ, маслостойкий (индекс М), предназначен для работы на воздухе в присутствии паров масла и дизельного топлива. Данный виброизолятор относится к бескозырьковому типу для нагрузок от 10 до 120 кГ (98-1177 Н) и служит для виброизоляции в диапазоне частот до 50 Гц, защиты от ударных воздействий оборудования на судах, изготовлен с применением арматуры из стали обыкновенного качества и имеет следующее обозначение: АКСС – М ГОСТ 17053.1-80.

Конструкция, габаритные и крепежные (присоединительные) размеры виброизолятора приведены на рис. 1.

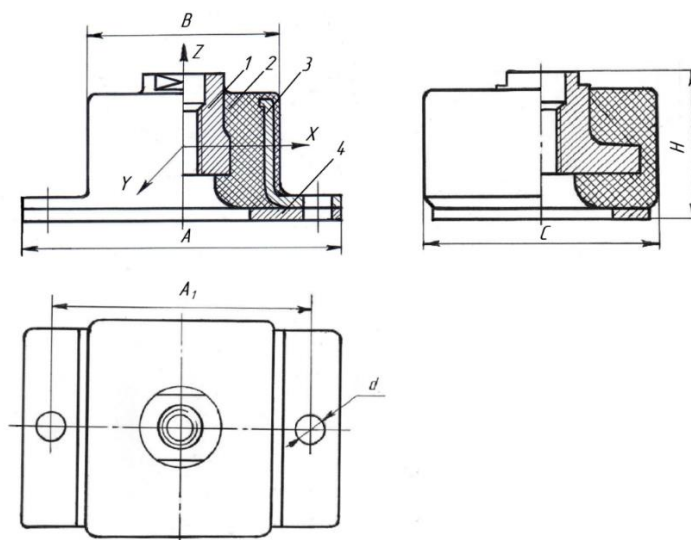


Рис. 1. Конструкция виброизолятора типа АКСС – М: 1 – несущая планка; 2 – резиновый массив; 3 – скоба; 4 – опорная планка; А – габаритная ширина виброизолятора; В – ширина виброизоляционного массива; С – толщина виброизолятора; Н – высота виброизолятора; А<sub>1</sub> – расстояние между центрами крепежных отверстий; d – диаметр крепежного отверстия

Виброизолятор состоит из трех металлических частей: несущей планки 1, скобы 3 и нижней планки 4. Все перечисленные металлические детали скреплены между собой привулканизированным к ним резиновым виброизоляционным массивом, изготовленным на основе бутадиен-нитрильного каучука, стойкого к воздействию паров масла и дизельного топлива.

Помимо бескозырьковых виброизоляторов применяются козырьковые виброизоляторы, которые

имеют в своей конструкции более мощную скобу 3, служащую для повышения жесткости. Козырьковые виброизоляторы используются для нагрузки от 160 до 400 кг (1570-3924 Н).

Для проведения экспериментальных замеров статической деформации виброизоляторов было спроектировано и изготовлено нагружающее устройство, представленное на рис. 2.

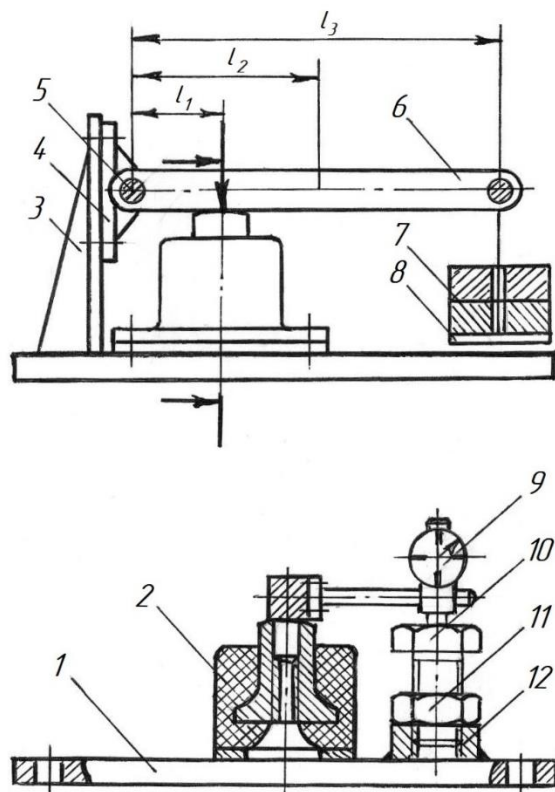


Рис. 2. Нагружающее устройство: 1 – основание; 2 – виброизолятор; 3 – косынка; 4 – кронштейн; 5 – ось; 6 – рычаг; 7 – груз; 8 – подвес; 9 – индикатор; 10 – регулировочный винт; 11 – контргайка; 12 – бобышка

Нагружение виброизоляторов производили с использованием силы тяжести от грузов 7 помещенных на подвес 8. Нормальная нагрузка  $F$ , действующая на виброизолятор, равна нагружающему моменту, деленному на плечо  $l_1$  величина которого равна расстоянию от центра виброизолятора до центра оси 5. Нагружающий момент создают две массы: одна постоянная и одна переменная. Постоянной массой нагружающего момента является масса рычага  $m_p$  с индикатором

9 и подвесом. Переменной является масса груза  $m_T$ , которую мы вешаем на подвес.

Таким образом, нормальную нагрузку  $F$  определим по следующей формуле:

$$F = \frac{m_p l_2 + m_T l_3}{l_1} \quad (1)$$

где  $F$  – нагрузка на виброизолятор, Н;

$m_p$  – масса рычага, кг;

$l_2$  – расстояние от центра оси до центра тяжести рычага, м;

$m_T$  – масса груза, помещенного на подвес, кг;

$l_3$  – расстояние от центра оси до центра подвеса, м;

$l_1$  – расстояние от центра оси до центра виброизолятора, м.

Для минимизации погрешности нагружения было проведено экспериментальное определение центра тяжести рычага 6 в сборе со стрелочным индикатором и подвесом. Эти данные были использованы для построения тарировочных диаграмм, устанавливающих соответствие между величиной груза помещенного на подвес и нагрузкой, приложенной к виброизолятору.

Перед проведением экспериментального исследования опытные виброизоляторы подвергались нормализации, которая заключается в многократном сжатии (10...15 раз) с деформацией до 2 мм. Данная процедура сопровождается характерным потрескиванием, при котором

происходит разрушение случайных вторичных связей внутри резинового виброизоляционного массива, при этом глянцевая резиновая поверхность превращалась в матовую.

На начальном этапе экспериментального исследования мы определяли статическую характеристику виброизолятора в основном направлении (ось  $OZ$ ), в котором в соответствии с конструкцией виброизолятора действует

наибольшая постоянная статическая нагрузка. Далее мы определяли статические характеристики для двух направлений (оси  $OX$  и  $OY$ ) перпендикулярных основному, в котором виброизолятор выполняет свою основную функцию.

Для проведения данного исследования было спроектировано и изготовлено специальное приспособление, представленное на рис. 3.

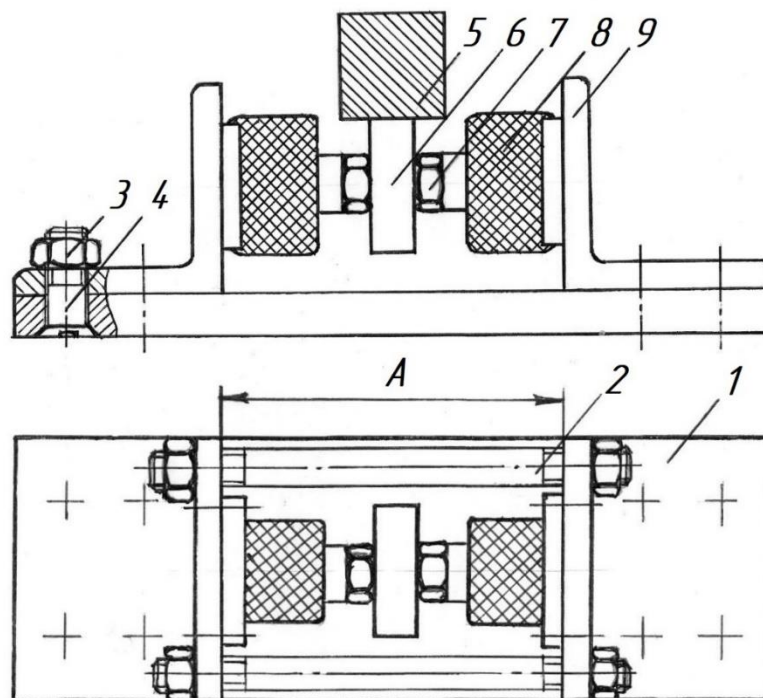


Рис. 3. Приспособление для снятия статической характеристики: 1 – плита; 2 – шпилька; 3 – гайка; 4 – винт; 5 – рычаг; 6 – шайба; 7 – контргайка; 8 – виброизолятор; 9 – угольник

Для исключения поворота виброизолятора при нагружении, относительно оси  $Oz$ , было принято решение устанавливать одновременно 2 виброизолятора для измерения их статической характеристики в двух перпендикулярных основному направлениях (оси  $OX$  и  $OY$ ).

Виброизоляторы крепятся к угольникам 9, которые закреплены на плите 1 с помощью винтов 4 и гаек 3. Нагрузка от рычага 5 передается на виброизоляторы через шайбу 6, которая внутренним диаметром опирается на шпильку, ввернутую в несущие планки 2 (рис. 1) виброизоляторов, при этом она жестко зафиксирована с помощью контргаек 7. На угольниках имеются дополнительные отверстия для установки виброизоляторов с поворотом на  $90^\circ$ .

Кроме того, крепежные отверстия, с помощью которых уголки крепятся к плите, расфрезерованы в направлении продольной оси приспособления и позволяют перед проведением экспериментальных замеров устанавливать требуемый размер  $A$ , который определяет деформацию виброизолятора в основном направлении.

Перед проведением экспериментальных замеров внешний вид виброизоляторов проверяли визуально на отсутствие пузырей, раковин, надрывов, отслоения резины от арматуры и трещин на закруглениях резинового массива в местах его контакта со скобой и опорной планкой.

В качестве нижнего предела диапазона статической нагрузки, согласно ГОСТ 27242-87, принимали значение минимальной статической нагрузки равной 5% от максимальной и при этом стрелку индикатора 9 (рис. 2) устанавливали на ноль.

При проведении экспериментального исследования виброизоляторы, с целью уменьшения погрешности измерения, нагружали два раза с интервалом не менее 1 минуты. Замер деформации виброизоляторов производили стрелочным индикатором с ценой деления 0,01 мм, согласно ГОСТ 27242-87 через 5 минут после приложения нагрузки.

Методика определения статической характеристики виброизоляторов состояла из последовательности следующих шагов:

- Производили визуальный контроль виброизоляторов на отсутствие видимых дефектов;
- Устанавливали виброизолятор на плиту так, чтобы его центр находился на расстоянии  $l_1$  от оси, на которой вращается рычаг;
- Помещали на подвес груз и с помощью индикатора фиксировали величину деформации. Нагружение производили во всем диапазоне статической нагрузки с интервалом 0,1 мм;

- С целью минимизации погрешности экспериментальных данных, измерение деформации виброизоляторов производили на трех экземплярах;
- При обработке экспериментальных данных методами математической статистики значения деформации, отличающиеся от среднего значения более чем на 10% в расчет не принимались.

## 2. Результаты исследования

В целом у резин зависимость напряжение – деформация нелинейна и немонотонна. При испытаниях на сжатие резина показывает линейную зависимость между напряжением и деформацией в весьма небольших пределах начальных деформаций (5...7%).

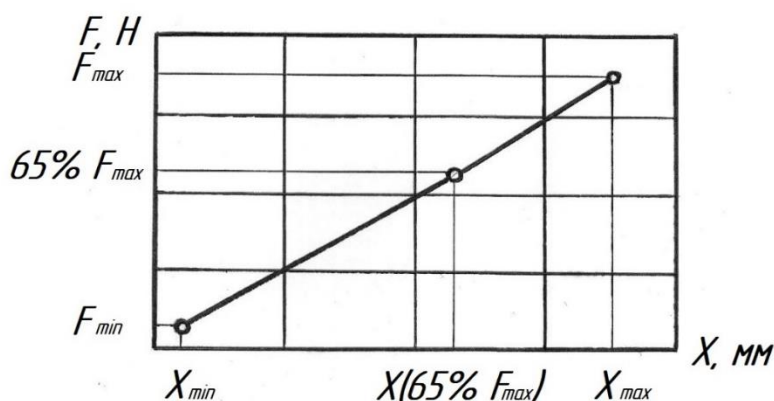


Рис. 4. Рекомендуемый вид статической характеристики виброизолятора в основном направлении

Первый участок статической характеристики начинается с нагрузки равной 5% максимальной, при которой происходит выбор зазоров в виброisolяторе, при этом стрелку индикатора, измеряющего деформацию, устанавливают на ноль. Заканчивается первый участок статической характеристики и начинается второй с нагрузки равной 65% максимальной, соответствующей началу диапазона рекомендуемой нагрузки на виброisolятор (98...147Н).

Принимая во внимание вязко-упругое поведение резины, статическую деформацию виброisolятора согласно ГОСТ 27242-87 фиксировали через 5 минут после приложения нагрузки.

Статическую характеристику с небольшой погрешностью (4...5%) можно аппроксимировать линейной зависимостью:

$$Z = 0,0052F, \quad (2)$$

где  $Z$  – статическая деформация виброisolятора, мм;

$F$  – нагрузка на виброisolятор, Н.

Статическая жесткость, испытанных виброisolяторов, в основном направлении  $C_z$  находится в пределах от 145 Н/мм до 152 Н/мм, при этом большие значения характерны для начального участка статической характеристики.

Статические характеристики, снятые с трех экспериментальных виброisolяторов, представляют собой кривые зависимости между приложенной нагрузкой и деформацией виброisolятора. Необходимо отметить, что различие между статическими характеристиками трех виброisolяторов составляет не более 5%, что говорит о высокой стабильности физико-механических свойств резин, применяемых для изготовления виброisolяторов.

Согласно ГОСТ 27242-87, допускается представлять статическую характеристику виброisolятора в основном направлении в виде двух участков прямолинейной зависимости. Рекомендуемый вид статической характеристики представлен на рис. 4.

Во второй и третьей серии экспериментов было проведено определение статической жесткости в двух направлениях, перпендикулярных основному, а именно по осям  $X$  и  $Y$ . Статические характеристики по осям  $X$  и  $Y$ , снятые с опытных виброisolяторов, по характеру поведения совпадают со статической характеристикой по основному направлению. На начальном участке статическая жесткость на 5...7% превышает заявленную в стандарте. При расчетах необходимо принимать  $C_z = 245$  Н/мм и  $C_y = 127$  Н/мм.

Большой практический интерес представляет характер изменения жесткости  $C_x$  и  $C_y$  во всем рабочем диапазоне виброisolятора в основном направлении. Для получения экспериментальных данных была проведена четвертая и пятая серии экспериментов с использованием приспособления, представленного на рис.3. Во всем рабочем диапазоне виброisolятора в основном направлении (от 0 до 0,7 мм) с шагом 0,1 мм были проведены замеры статической жесткости  $C_x$  и  $C_y$ .

Результаты экспериментального исследования представлены на рис. 5.

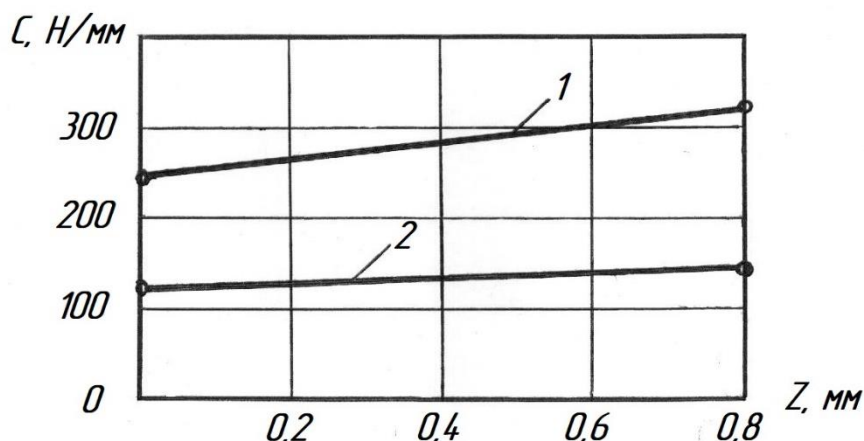


Рис. 5. Зависимость жесткости  $C_x$  и  $C_y$  от деформации виброизолятора по основному направлению:

1 -  $C_x$ ; 2 -  $C_y$

Анализируя зависимости, представленные на рис. 5, можно отметить линейный рост статической жесткости виброизолятора во всем рабочем диапазоне. Увеличение жесткости составляет для оси  $X$  примерно 30%, а для оси  $Y$  около 10%. Изменение статической жесткости виброизолятора можно аппроксимировать следующими зависимостями:

$$C_x = 245(1 + 0,43Z) \quad (3)$$

$$C_y = 127(1 + 0,14Z) \quad (4)$$

где  $C_x$  – статическая жесткость по оси  $X$ , Н/мм;

$C_y$  – статическая жесткость по оси  $Y$ , Н/мм;

$Z$  – статическая деформация виброизолятора по оси  $Z$ , мм.

Представленные выше зависимости позволяют рассчитать статическую жесткость виброизолятора в двух направлениях  $X$  и  $Y$  перпендикулярных основному в зависимости от статической осадки виброизолятора по вертикали.

Значения статической жесткости необходимы для расчета частот собственных колебаний механической системы и служат для предотвращения такого опасного явления, как резонанс [10].

В дальнейшем нам предстоит провести несколько серий экспериментальных исследований с использованием экспериментальной установки [11] и определить частоту собственных колебаний виброизоляторов и коэффициент демпфирования виброизоляционного материала.

#### Выводы

1. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают величины статических жесткостей виброизоляторов по трем направлениям, заявленные в ГОСТ 17053.1 – 80.

2. С увеличением вертикальной статической нагрузки, действующей на виброизолятор, происходит линейное увеличение жесткости  $C_x$  на 30% и  $C_y$  на 10%, что объясняется различием геометрии виброизоляционного массива по двум перпендикулярным направлениям.

3. Приведенные эмпирические зависимости позволяют рассчитать частоту собственных колебаний системы «агрегат-виброизолятор» по трем направлениям в зависимости от величины нагрузки, приложенной к виброизолятору.

#### Литература

- Solota, S. Hartepfung an Hochleistungsprodukten aus Kunststoffen und Elastomeren / Solota S. // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2016. - № 7. – pp. 26-31.
- Yakovlev S.N. Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. – 2016. – No 4. – pp. 255-257.
- Hizera K. Thermal properties of polyurethane elastomers from Soybean oil – based polyol with a different isocyanate index / K. Hizera, J. Ryszkowcka // Journal of Elastomers and Plastics. - 2018. – Vol 51. – Is 2. - P. 157-174.
- Osswald K. Aspekte der Alterung elastomerer Werkstoffe / K. Osswald, S. Reincke // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2017. – No. 8. – P. 498-506.
- Yakovlev S.N. Vibroisolating properties of polyurethane elastomeric materials, used in construction / S.N. Yakovlev, V.L. Mazurin // Magazine of Civil Engineering. – 2017. – No. 6(74). Pp. 53-60.

6. Bakhtiyarov S.I. Rheological studies of functional polyurethanecomposite: Part 2. Rheology of polyurethane composite, its compounds with and without solid additives (aluminum flakes) / S.I. Bakhtiyarov, J. S. Oxley // Journal of Elastomers and Plastics. – 2018. – Vol 50. – Is 3. – pp. 222-2240.
7. Ивович, В.А. Защита от вибрации в машиностроении / В.А. Ивович, В.Я. Онищенко – М.: Машиностроение, - 1990. – 272 с.
8. Лепетов, В.А. Расчет и конструирование резиновых изделий / В.А. Лепетов, Л.Н. Юрцев. – Л.: Химия, 1987. – 405 с.
9. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман – М.: Машиностроение. 1980. – 276 с.
10. Yulianna F. Titova. Calculation of the frequency of own oscillations of polyurethane chock absorbers used in shipbuilding. Yulianna F. Titova., Stanislav N. Yakovlev. // Marine intellectual technologies. 2020. No 4. pp. 152-157.
11. Сиротин, П.В. Стенд для исследования статических и динамических характеристик виброизоляторов / П.В. Сиротин, И.Ю. Лебединский, М.М. Жилейкин, М.И. Сысоев // Вестник машиностроения. – 2020. - №4. – С. 36-40.

#### References

1. Zolota S. Härteprüfung an Hochleistungsprodukten aus Kunststoffen und Elastomeren. GAK. Gummi. Fasern. Kunststoffe. 2016; 7; 414-417.
2. Yakovlev S.N. Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. -2016. – No 4. – pp 255-257.
3. Hizera K. Thermal properties of polyurethane elastomers from Soybean oil – based polyol with a different isocyanate index / K. Hizera, J. Ryszkowcka // Journal of Elastomers and Plastics. – 2018. – Vol 51. - Is 2. – P. 157-174.
4. Osswald K. Aspekte der Alterung elastomerer Werkstoffe / K. Osswald, S. Reincke // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2017. – No. 8. – P. 498-506.
5. Yakovlev S.N. Vibroisolating properties of polyurethane elastomeric materials, used in construction / S.N. Yakovlev, V.L. Mazurin // Magazine of Civil Engineering. – 2017. – No. 6(74). Pp. 53-60.
6. Bakhtiyarov S.I. Rheological studies of functional polyurethanecomposite: Part 2. Rheology of polyurethane composite, its compounds with and without solid additives (aluminum flakes) / S.I. Bakhtiyarov, J. S. Oxley // Journal of Elastomers and Plastics. – 2018. – Vol 50. – Is 3. – pp. 222-2240.
7. Iovich V.A. Zashchita ot vibracii v mashinostroenii [Vibration protection in mechanical engineering]. Moscow: Mashinostroenie, 1990; 272 p.
8. Lepetov, V.A. Raschet i konstruirovaniye rezinovykh izdelij [Calculation and Design of Rubber Products]. Leningrad: Himiya, 1987; 405 p.
9. Frolov, K.V. Prikladnaya teoriya vibrozashchitnykh system [Applied theory of vibration protection systems]. Moscow: Mashinostroenie, 1980; 276 p.
10. Titova Y.F., Yakovlev S.N. Calculation of the frequency of own oscillations of polyurethane chock absorbers used in shipbuilding. Marine intellectual technologies, 2020; 50(4): 152-157. <http://dx.org/10.37220/MIT/2020.50.4.056>
11. Sirotn P.V., Lebedinskij I. Yu., Zhilejkin M.M., Sysoev M.I. Stend dlya issledovaniya staticheskikh i dinamicheskikh harakteristik vibrozolyatorov [Stand for investigation of static and dynamic characteristics of vibration isolators]. Vestnik mashinostroeniya, 2020; 4: 36-40.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Титова Юлия Францевна**, кандидат педагогических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: titova-stud@yandex.ru

**Яковлев Станислав Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: stannik59@mail.ru

**Yuliyana F. Titova**, Ph.D. (Edu), Associate Professor, Head of the Department of Theoretical Mechanics and Material Resistance, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: titova-stud@yandex.ru

**Stanislav N. Yakovlev**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, Higher School of Automation and Robotics, St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great, Polytechnic st., 29, St. Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: stannik59@mail.ru

**Подкользина Людмила Викторовна**, кандидат педагогических наук, доцент, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: lpodkolzina17@gmail.com

**Коробицин Антон Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: line51@yandex.ru

**Поляхов Дмитрий Николаевич**, кандидат технических наук, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: polakhov@mail.ru

**Lyudmila V. Podkol'zina**, Ph.D. (Edu), Associate Professor, Higher School of Automation and Robotics, St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great, Polytechnic st., 29, St. Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: lpodkolzina17@gmail.com

**Anton A. Korobicin**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, Department of Theoretical Mechanics and Material Resistance, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: line51@yandex.ru

**Dmitry N. Polyakhov**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, Higher School of Automation and Robotics, St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great, Polytechnic st., 29, St. Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: polakhov@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 15.10.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 14.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 16.11.2023.

## ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ И УПРАВЛЯЮЩИЕ СИСТЕМЫ INFORMATION-MEASURING AND CONTROL SYSTEMS

Научная статья

УДК 623.9

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.058>

### Оценка эффективности телекоммуникаций подводных аппаратов при использовании информационно-измерительных и управляющих систем на базе лазерных технологий

Мартынов В.Л.<sup>1,2</sup> martynovvoenmeh@mail.ru, Ясинская Ю.В.<sup>1</sup> yasinskaya.spb@mail.ru,

Борисов А.Н.<sup>1</sup> bor\_fond93@mail.ru.

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, <sup>2</sup> Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова.

**Аннотация.** Вопрос оценки эффективности телекоммуникаций подводных робототехнических комплексов при использовании информационно-измерительных и управляющих систем актуален всегда. Право выбора систем добычания и обмена информацией на подводных роботах принадлежит заказчику, но, с учётом открывающихся возможностей, целесообразно оценить эффективность использования лазерных технологий для управления и обмена информацией между корреспондентами в гидросфере на базе соответствующей методики. В статье предложена и рассмотрена такая методика, состоящая из трёх основных этапов, в которых определяется оценка эффективности телекоммуникаций в гидросфере с применением лазерных технологий. На первом этапе определяется влияние двух основных составляющих ослабления светового потока: показателей рассеяния и поглощения. На втором этапе представлены графические зависимости этих величин от длины волны лазерного излучения. На третьем этапе методики показаны результаты определения зависимости дальности лазерного излучения в водной среде различной прозрачности от его интенсивности.

**Ключевые слова:** информация, ослабление, поглощение, рассеяние, методика, свет, поток, лазер, аппарат, гидросфера

**Для цитирования:** Мартынов В.Л., Ясинская Ю.В., Борисов А.Н. Оценка эффективности телекоммуникаций подводных аппаратов при использовании информационно-измерительных и управляющих систем на базе лазерных технологий, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2, С. 148—155. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.058

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.058>

### Evaluation of underwater vehicles telecommunication efficiency using information-measuring and control systems based on laser technologies

Viktor L. Martynov<sup>1,2</sup> martynovvoenmeh@mail.ru, Julija V. Jasinskaja<sup>1</sup> yasinskaya.spb@mail.ru,

Aleksandr N. Borisov<sup>1</sup> bor\_fond93@mail.ru

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, St. Petersburg, Russian Federation, <sup>2</sup>Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, St. Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The problem of evaluating the underwater robotic telecommunication efficiency when using information-measuring and control systems is always relevant. The right to choose the systems of extraction and information exchange on underwater robots belongs to the customers, but, taking into account the opened opportunities, it is expedient to evaluate the efficiency of using laser technologies for control and information exchange between correspondents in the hydrosphere on the basis of the corresponding methodology. The article proposes and considers a methodology consisting of three main stages, in which the assessment of the efficiency of telecommunications in the hydrosphere using laser technology is determined. At the first stage, the influence of two main components of light flux attenuation is determined: scattering and absorption indices. The second stage presents graphical dependences of these values on the wavelength of laser radiation. The third stage of the methodology shows the results of determining the dependence of the laser radiation range in water medium of different transparency on its intensity.

**Keywords:** design, boat, power, main engine, towing power, propulsive coefficient, optimization, mathematical mode

**For citation:** Viktor L. Martynov, Julija V. Jasinskaja, Aleksandr N. Borisov, Evaluation of underwater vehicles telecommunication efficiency using information-measuring and control systems based on laser technologies, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 148—155. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.058

#### Введение

Актуальность телекоммуникаций в гидросфере при использовании информационно-измерительных и управляющих систем подводных аппаратов на базе

лазерных технологий не вызывает сомнений. Для оценки их эффективности целесообразно разработать методику, учитывающую влияние ослабления водной среды на распространение

светового потока. Сказанное означает, что оценка эффективности канала передачи информации в гидросфере с использованием лазерного пучка по критерию ослабления его интенсивности заключается в исследовании зависимости величины этой интенсивности  $I$  от дальности  $D$  излучения. Для реализации такой оценки может быть предложена методика, состоящая из трёх основных этапов. На первом этапе следует определить влияние двух основных составляющих ослабления  $\varepsilon$  светового потока - показателей рассеяния  $\sigma$  и поглощения  $\chi$ . На втором этапе будет получена графическая зависимость этих величин от длины волны  $\lambda$  лазерного излучения и выбрана длина волны лазерного излучателя, оптимальная для реализации в беспроводном оптическом канале связи. На заключительном, третьем этапе исследования, будет построен график зависимости дальности  $D$  лазерного излучения в водной среде различной прозрачности от его интенсивности.

**Первый этап методики**

В соответствии с [1, 2, 3], рассеяние света условно разделяют на:

а) молекулярное, которое выражается следующей математической зависимостью:

$$I_{\theta}^s = I \cdot \frac{v_0}{(4 \cdot \pi \cdot r)^2} \cdot \left(\frac{2\pi}{\lambda}\right)^4 \cdot \frac{(n^2 - 1)^2 \cdot (n^2 + 2)^2}{9} \cdot \frac{(V_0 - \beta)^2}{N_0 / V_0} \cdot \sin^2 \theta \quad (1)$$

где:

- $I$  – начальная интенсивность излучения;
- $v_0$  – объем флуктуации;
- $V_0$  – объем грамм-молекулы;
- $\beta$  – поправка на объем (из-за сжимаемости);
- $N_0$  – число молекул в грамм-молекуле;

$r$  – расстояние от излучающего объема до точки наблюдения;

$\theta$  – угол между направлением поля и радиус-вектором, проведенным в точку наблюдения, т.е.  $\sin \theta = \sin(\angle \vec{E} \vec{r})$ ;

$n$  – показатель преломления среды;

$N_0 / V_0 = N_{01}$  – число молекул в  $1 \text{ см}^3$  при  $\beta = 0$ .

б) рассеяние на крупных частицах, определяемое формулой:

$$I = I_0 \cdot \exp(-2 \cdot \pi \cdot N_1 \cdot \rho^2 \cdot \chi \cdot z) \quad (2)$$

где:

- $N_1$  – число частиц в  $1 \text{ см}^3$  мутной среды,
- $\rho$  – радиус частицы,
- $z$  – поперечная координата,
- $\chi$  – сложная функция, зависящая от параметра

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho}{\lambda}$$

Оптические характеристики мутной среды оцениваются показателями рассеяния  $\sigma$  и поглощения  $\chi$ , имеющими размерность обратного метра, и безразмерной функцией угла – индикатрисой рассеяния  $x(\theta)$ . На практике целесообразно вместо величин  $\sigma$  и  $\chi$  использовать показатель как ослабления:

$$\varepsilon = \sigma + \chi \quad (3)$$

так и вероятность выживания фотона:

$$\Lambda = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (4)$$

Показатель ослабления водной среды  $\varepsilon$  рассматривается как величина, обратно пропорциональная некоей длине  $l$ , на которой световой пучок ослабляется в  $e$  раз.

Индикатриса рассеяния  $x(\theta)$  характеризует угловое распределение рассеянного света, то есть показывает, как облученность света  $E$ , охватывающего элементарный объем с радиусом, эквивалентным радиусу сферы  $R_c$ , зависит от угла  $\theta$ .

При изотропном (однородном) рассеянии облученность  $E_{изотр}$  объема воды, пересчитанного в объем сферы радиуса  $R_c$ , который намного больше элементарного продольного размера среды  $\Delta l$ , определяется выражением:

$$E_{изотр} = \frac{\Delta P_{\sigma}}{4 \cdot \pi \cdot R_c^2} \quad (5)$$

где:

$E_{изотр}$  – облученность объема воды, пересчитанного в объем сферы радиуса  $R_c$ ;

$\Delta P_{\sigma} = \chi \cdot P \cdot \Delta l$  – рассеянный компонент мощности от элементарного объема продольным размером  $\Delta l$ . Индикатриса выражается зависимостью [3]:

$$x(\theta) = \frac{E(\theta)}{E_{изотр}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot E(\theta)}{\Delta P} \quad (6)$$

где:

$E(\theta)$  – облученность в направлении  $\theta$ .

Условия нормировки определяются выражением:

$$x(\theta) = \frac{2E(\theta)}{\int_0^{\pi} E(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta} \quad (7)$$

или:

$$\frac{1}{2} \cdot \int_0^{\pi} x(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta = 1 \quad (8)$$

Интерес представляют соотношения для расчета облученности сверху вниз на глубину  $z$  при направленном освещении:

$$E^H(\tau) = E_0^H \cdot (1 - R_{ПВ}^H) \cdot \eta^H(\tau) \quad (9)$$

где:

$E_0^H$  – облученность поверхности моря;

$\eta^H(\tau)$  – коэффициент ослабления облученности с глубиной;

$R_{ПВ}^H$  – коэффициент отражения (альбедо) поверхности.

При этом выражение для  $\eta^H(\tau)$  имеет вид:

$$\eta^H(\tau) = \text{ch}^{-1} \cdot \xi \cdot \exp \left[ -(1 - \Lambda_1) \cdot \tau - \theta_0^2 \cdot \text{th} \left( \frac{\xi}{m_{\infty}} \right) \right] \quad (10)$$

где:

$$\xi = \tau \sqrt{0,5 \Lambda_1 (1 - \Lambda_1) \theta_{45}^2};$$

$$\Lambda_1 = (1 - \phi_{45}) \Lambda;$$

$$m_\infty = \sqrt{2\Lambda_1 \frac{\bar{\theta}_{45}^2}{1-\Lambda_1}};$$

$$\gamma = 1 - (1 - \phi_{90})\Lambda;$$

$$\theta_0 = \arcsin\left(\frac{\sin \theta_c}{n_B}\right);$$

$$\mu_0 = \cos \theta_0;$$

$$0,66 \leq \mu_0 \leq 1;$$

$$\tau = \varepsilon \cdot z;$$

$\phi_{90}$  – доля света, рассеиваемого элементарным объемом назад (в диапазоне углов 90 – 180°);

$\phi_{45}$  – доля света, рассеиваемого элементарным объемом в диапазон углов 45° – 180°;

$\tau$  – оптическая глубина;

$\theta_0$  – угол преломления лучей на гладкой поверхности моря;

$\theta_c$  – зенитный угол солнца;

$n_B$  – показатель преломления воды (1,34);

$m(0)$  и  $m_\infty$  – дисперсии распределения яркости непосредственно под поверхностью (при  $z = 0$ ) и в глубине моря.

Некоторые интегральные параметры индикатрисы рассеяния, которые используются при проведении гидрооптических расчетах, представлены выражениями (11...15):

1. Средний косинус угла рассеяния:

$$\overline{\cos \theta} = \frac{1}{2} \int_0^\pi \cos \theta \cdot x(\theta) \cdot \sin \theta \cdot d\theta \quad (11)$$

2. Средний квадрат угла рассеяния:

$$\overline{\theta^2} = \frac{1}{2} \int_0^\pi \theta^2 \cdot x(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta \quad (12)$$

3. Доля света, рассеянного в заднюю полусферу:

$$\phi_{90} = \frac{1}{2} \int_{\pi/2}^\pi x(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta \quad (13)$$

4. Доля света, рассеянного в диапазоне углов (45° – 180°):

$$\phi_{45} = \frac{1}{2} \int_{\pi/4}^\pi x(\theta) \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta \quad (14)$$

5. коэффициент асимметрии индикатрисы рассеяния:

$$k_{AC} = \frac{1 - \phi_{90}}{\phi_{90}} \quad (15)$$

Показатель молекулярного рассеяния чистой океанской воды гораздо меньше общего показателя рассеяния. Общий показатель рассеяния слабо зависит от длины волны излучения, как правило, медленно возрастая с уменьшением длины волны излучения.

В поверхностных водах открытых океанов значение показателя рассеяния колеблется в пределах  $\sigma = 0,1...0,2 \text{ м}^{-1}$ , со средним значением  $\bar{\sigma} = 0,15 \text{ м}^{-1}$ , а в глубинных  $\sigma = 0,022 \text{ м}^{-1}$  со средним значением  $\bar{\sigma} = 0,075 \text{ м}^{-1}$  [4]. Известна экспериментальная регистрация предельных значений коэффициентов  $\sigma = 0,22 \text{ м}^{-1}$  – в Тихом океане на глубине 500 м, и  $\bar{\sigma} = 2...3 \text{ м}^{-1}$  – в некоторых прибрежных районах.

Поглощение оптического излучения в море определяется как свойствами чистой воды, так и содержанием в ней веществ, главным образом пигментов фитопланктона и желтым веществом. Каждая составляющая поглощает свет селективно, поэтому общий показатель поглощения, в отличие от показателя рассеяния, сильно зависит от длины волны излучения. Для достижения максимальной дальности распространения излучения спектральные характеристики излучателя и приемника должны находиться в области наименьшего ослабления света. Поскольку рассеяние мало зависит от длины волны излучения, область наименьшего ослабления соответствует минимуму показателя поглощения  $\chi_{min}$ . Практически для всех районов мирового океана  $\chi_{min}$  лежит в пределах спектрального диапазона  $\lambda = 470...570 \text{ нм}$ .

Положение в спектре и диапазон (коридор) значений минимума поглощения для разных условий измерений представлены на графике, в том числе диапазон 470...490 нм соответствует чистым морским водам на большой глубине, 510 нм – это поверхностные воды открытого океана, 550 нм – мутные воды у берегов, 570 нм – очень мутные воды, например, Балтийского моря. Для реализации интегрированной поисковой системы подводных роботов оптимальные длины волн лазерного информативного канала должны быть в диапазоне 490...530 нм. Это – так называемое «окно оптической прозрачности» водной среды. Физическая модель распространения лазерного пучка в водной среде представлена на рисунке 1 [5, 6]:



Рис. 1. Физическая модель распространения лазерного пучка в водной среде

Здесь:

$D_0$  – начальный диаметр лазерного пучка;

$D$  – диаметр пучка на расстоянии  $X$  от источника излучения;

$D_p$  – диаметр апертуры приемника светового излучения;

$L_1$  – расстояние от излучателя до выходного окна;

$L_2$  – толщина выходного окна с преломлением  $n_s$ ;

$\theta_0$  – начальная расходимость пучка (на сторону);

$\theta$  – угол расхождения в плоскости наблюдения (на любом фиксированном расстоянии  $X$ );

$X$  – протяженность трассы в воде с преломлением  $n_v$ .

$n_s$  – показатель преломления защитного стекла (выходное окно);

$n_v$  – показатель преломления воды.

Для расчета зависимости коэффициента снижения интенсивности  $\frac{I}{I_0}$  от протяженности трассы воспользуемся матричной моделью прохождения света в водной среде [7, 8]:

$$\begin{pmatrix} R \\ \theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & X \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{n_s}{n_v} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & L_2 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 0 & \frac{1}{n_s} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & L_1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} R_0 \\ \theta_0 \end{pmatrix} \quad (16)$$

где:

$R = \frac{D}{2}$  – радиус пучка на расстоянии  $X$  от источника излучения;

$R_0 = \frac{D_0}{2}$  – начальный радиус лазерного пучка.

Из выражения (16) следует:

$$R = R_0 + \left( L_1 + \frac{L_2}{n_s} + \frac{X}{n_v} \right) \cdot \theta_0 \quad (17)$$

и

$$\theta = \frac{1}{n_v} \cdot \theta_0 \quad (18)$$

Поскольку пучок расходится, то коэффициент снижения интенсивности  $M$  излучения выглядит следующим образом:

$$M = \frac{R_0^2}{\left[ R_0 + \left( L_1 + \frac{L_2}{n_s} + \frac{X}{n_v} \right) \cdot \theta_0 \right]^2} \quad (19)$$

где:

$M$  – коэффициент снижения интенсивности на расстоянии  $X$ .

Другими словами, интенсивность излучения на расстоянии  $X$ , определяемая геометрическим распространением излучения от лазерного источника, составит:

$$I = M \cdot I_0 \quad (20)$$

где:

$I_0$  – начальная интенсивность излучения;

$I$  – интенсивность на расстоянии  $X$  от источника излучения.

Снижение интенсивности за счет наличия коэффициентов рассеяния  $\sigma$  и поглощения  $\chi$  на трассе протяженностью  $X$  может быть выражено формулой (21) в соответствии с законом Бугера [5, 9]:

$$I = I_0 \cdot \exp[-(\sigma + \chi) \cdot X] \quad (21)$$

### Второй этап методики

Суммарное снижение интенсивности света из-за геометрической расходимости пучка и его ослабления в водной среде определяется выражением (22):

$$I = \frac{I_0 \cdot R_0^2 \cdot \exp[-(\sigma + \chi) \cdot X]}{\left[ R_0 + \left( L_1 + \frac{L_2}{n_s} + \frac{X}{n_v} \right) \cdot \theta_0 \right]^2} \quad (22)$$

или в нормированном виде:

$$\bar{I} = \frac{I}{I_0} = \frac{R_0^2 \cdot \exp[-(\sigma + \chi) \cdot X]}{\left[ R_0 + \left( L_1 + \frac{L_2}{n_s} + \frac{X}{n_v} \right) \cdot \theta_0 \right]^2} \quad (23)$$

Графические зависимости нормированной интенсивности (потерь) от дальности распространения лазерного пучка в водной среде представлены на рисунке 2:

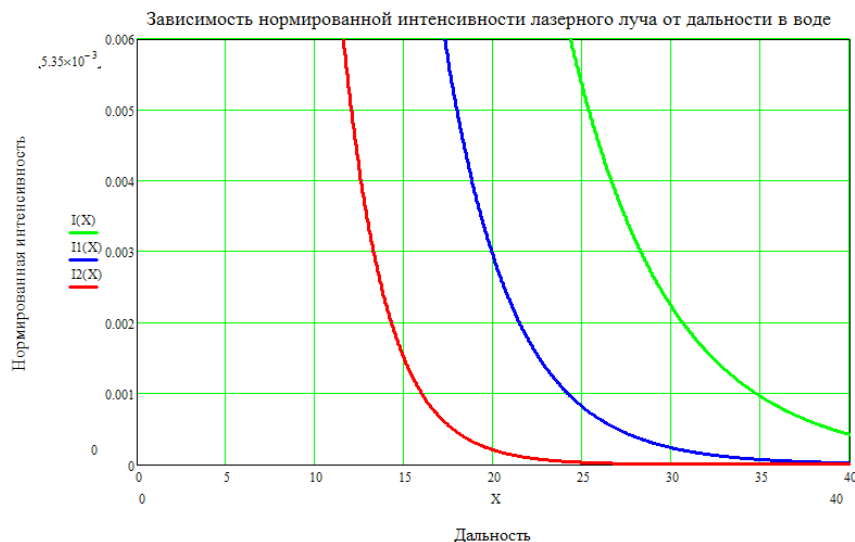


Рис. 2. График зависимости интенсивности лазерного луча от дальности в водной среде

где:

- $I(x)$  – нормированная интенсивность при  $\varepsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$ ;
- $I_1(x)$  – нормированная интенсивность при  $\varepsilon = 0,2 \text{ м}^{-1}$ ;
- $I_2(x)$  – нормированная интенсивность при  $\varepsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$ .

На рисунке 2 невозможно определить степень уменьшения интенсивности лазерного пучка до

величины, определяющей поражение сигнала на фотодетекторе помехой. Для этого требуется переход к логарифмическому масштабу.

В логарифмическом масштабе графические зависимости потерь от дальности распространения лазерного пучка в водной среде. Для показателя ослабления водной среды  $\varepsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$  ( $z_0 = 40 \text{ м}$ ) зависимость коэффициента ослабления интенсивности лазерного излучения представлена на рисунке 3:

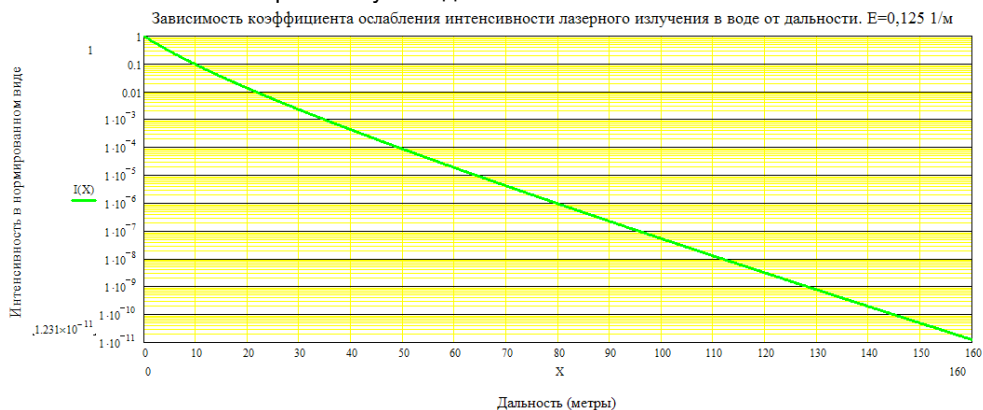


Рис. 3. График зависимости коэффициента ослабления лазерного излучения в воде от дальности.  $\varepsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$

Для значения показателя ослабления водной среды  $\varepsilon = 0,2 \text{ м}^{-1}$  ( $z_0 = 25 \text{ м}$ ) зависимость

коэффициента ослабления интенсивности лазерного излучения представлена на рисунке 4:

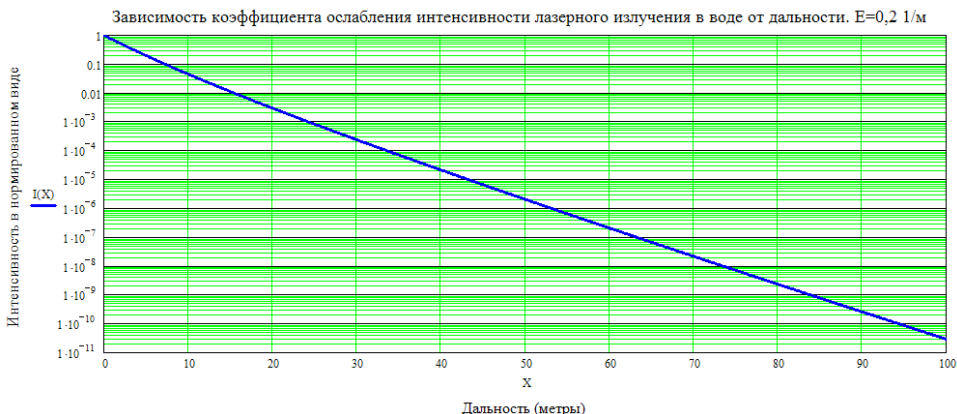


Рис. 4. График зависимости коэффициента ослабления лазерного излучения в воде от дальности.  $\varepsilon = 0,2 \text{ м}^{-1}$

Для значения показателя ослабления водной среды  $\varepsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$  ( $z_0 = 25 \text{ м}$ ) зависимость

коэффициента ослабления интенсивности лазерного излучения представлена на рисунке 5:

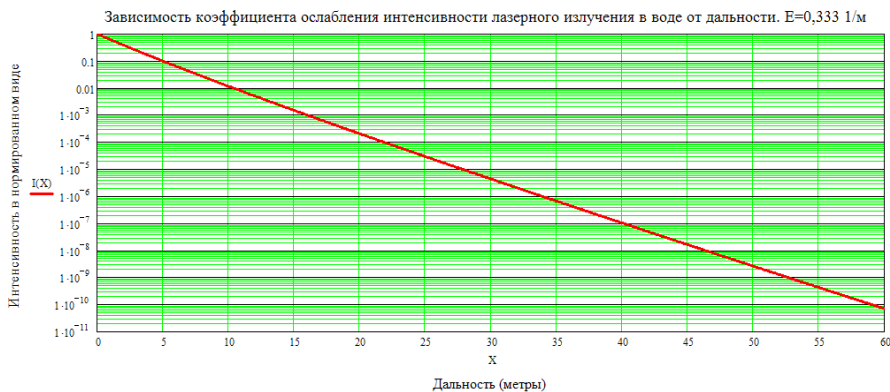


Рис. 5. График зависимости коэффициента ослабления лазерного излучения в воде от дальности.  $\varepsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$

Для трех значений  $z_0$  графики зависимости нормированной интенсивности лазерного излучения от дальности в водной среде представлены на рисунке 6:

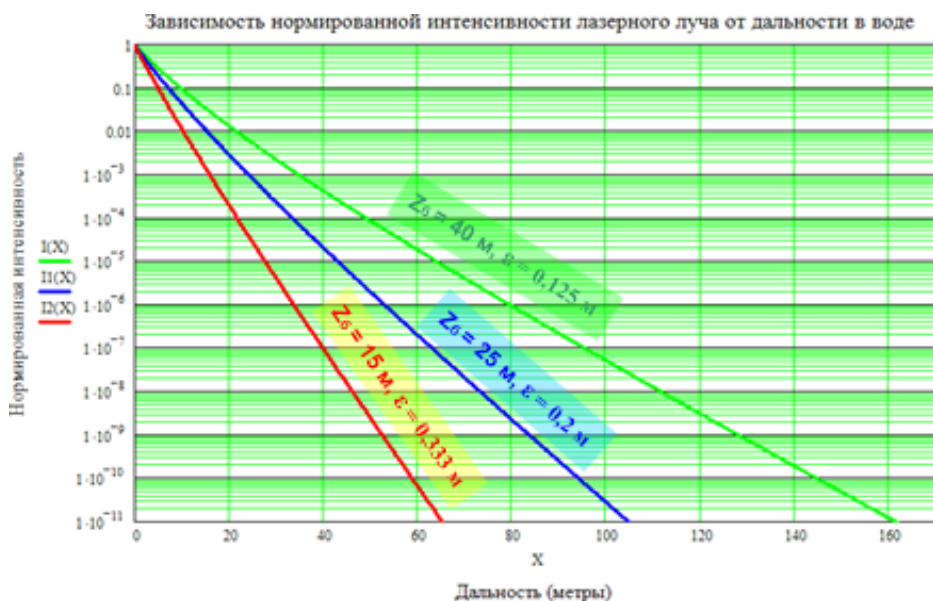


Рис. 6. Графики зависимости нормированной интенсивности лазерного излучения в воде от дальности в водной среде различной прозрачности

Здесь:

$z_0 = 40 \text{ м}, \epsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$  (красный график);

$z_0 = 25 \text{ м}, \epsilon = 0,200 \text{ м}^{-1}$  (синий график);

$z_0 = 15 \text{ м}, \epsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$  (зеленый график)

По результатам графических построений в диссертации составлена таблица № 1 зависимости коэффициента снижения интенсивности лазерного излучения от дальности его распространения в водной среде различной прозрачности:

Таблица 1

Зависимость коэффициента снижения интенсивности от дальности

Дальность (метры)	Коэффициент снижения интенсивности $I/I_0$		
	$\epsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$ ( $z_0 = 40 \text{ м}$ )	$\epsilon = 0,2 \text{ м}^{-1}$ ( $z_0 = 25 \text{ м}$ )	$\epsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$ ( $z_0 = 15 \text{ м}$ )
10	$94,000 \cdot 10^{-3}$	$44,00 \cdot 10^{-3}$	$12,00 \cdot 10^{-3}$
20	$13,000 \cdot 10^{-3}$	$2,944 \cdot 10^{-3}$	$2,059 \cdot 10^{-4}$
30	$2,240 \cdot 10^{-3}$	$2,361 \cdot 10^{-4}$	$4,367 \cdot 10^{-6}$
40	$4,239 \cdot 10^{-4}$	$2,111 \cdot 10^{-5}$	$1,033 \cdot 10^{-7}$
50	$8,618 \cdot 10^{-5}$	$2,027 \cdot 10^{-6}$	$2,623 \cdot 10^{-9}$
60	$1,842 \cdot 10^{-5}$	$2,047 \cdot 10^{-7}$	$7,004 \cdot 10^{-11}$
70	$4,089 \cdot 10^{-6}$	$2,145 \cdot 10^{-8}$	$1,942 \cdot 10^{-12}$
80	$9,340 \cdot 10^{-7}$	$2,315 \cdot 10^{-9}$	$5,543 \cdot 10^{-14}$
90	$2,184 \cdot 10^{-7}$	$2,557 \cdot 10^{-10}$	$1,619 \cdot 10^{-15}$
100	$5,202 \cdot 10^{-8}$	$2,877 \cdot 10^{-11}$	0
110	$1,259 \cdot 10^{-8}$	$3,288 \cdot 10^{-12}$	0
120	$3,086 \cdot 10^{-9}$	$3,808 \cdot 10^{-13}$	0
130	$7,651 \cdot 10^{-10}$	$4,46 \cdot 10^{-14}$	0
140	$1,915 \cdot 10^{-10}$	$5,275 \cdot 10^{-15}$	0
150	$4,837 \cdot 10^{-11}$	0	0
160	$1,231 \cdot 10^{-11}$	0	0

Порогом коэффициента снижения интенсивности лазерного излучения, при котором обеспечивается наблюдение объектов оператором, является порядок  $10^{-11}$ . Эта величина обеспечивает отношение «сигнал/шум» = 30.

Проведенное в статье исследование данных таблицы № 1 характеризует существенную зависимость дальности передачи информации по лазерному лучу в воде от ее показателя ослабления.

Исследования показали, что при благоприятных условиях подводного поиска, проводимых в районах с высокой прозрачностью воды, например, в Атлантическом бассейне с  $z_0 = 40 \text{ м}$  ( $\varepsilon = 0,125 \text{ м}^{-1}$ ), дальность подводной оптической связи составляет не менее 160 м.

В летний период на Баренцевом море ( $z_0 = 25 \text{ м}$ ,  $\varepsilon = 0,2 \text{ м}^{-1}$ ) протяженность оптического канала составляет не менее 100 м.

Зимой на Баренцевом море ( $z_0 = 15 \text{ м}$ ,  $\varepsilon = 0,333 \text{ м}^{-1}$ ) дальность передачи цифровых сигналов по лазерному лучу значительно уменьшается и составляет не менее 60 м.

Полученные результаты подтверждают обоснованность реализации беспроводной связи в водной среде. При этом, при планировании поисковых мероприятий рекомендуется учитывать влияние сезонности на дальность передачи информации в оптическом канале. Это необходимо для расчета оценки эффективности поисковых мероприятий интегрированной поисковой системой.

### Заключение

Таким образом, с внедрением оптического канала для северных широт обеспечивается трансляция по лазерному лучу цветного видео на дальностях, которые на порядок превышают дальности эксплуатируемых телевизионных средств глубоководных аппаратов.

С учетом экономических и оборонных интересов нашего государства в северных морских акваториях (Арктический хребет Ломоносова, Северный Флот), реализация подводного беспроводного оптического канала связи сохранит приоритет РФ в освоении данного региона. Кроме того, предложенный в работе вид связи обеспечивает:

- расширение зоны обзора подводного пространства глубоководным аппаратом при включении подводного робота в состав интегрированной поисковой системы;
- безопасность личного состава подводных лодок при обследовании на глубине взрывоопасных веществ и радиоактивных объектов;
- сбор данных в районах, труднодоступных для подводных лодок;
- противодействие морскому терроризму и так далее.

### Литература

1. Соколов О. А. Видимость под водой [Текст] / Под ред. Ю. Е. Очаковского. - Ленинград : Гидрометеоздат, 1974. - 232 с. : ил.; 22 см.
2. Долин Л.С. Справочник по теории подводного видения / Л. С. Долин, И. М. Левин. - Ленинград : Гидрометеоздат, 1991. - 228 с.: ил.
3. Карасик В.Е. Лазерные системы видения : Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению "Оптотехника" / В.Е. Карасик, В.М. Орлов. - Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. - 350 с. : ил., табл.
4. Оптика океана: Т. 1. Физическая оптика океана / [В. И. Буренков, А. П. Васильков, К. С. Шифрин и др.]. // АН СССР, Ин-т океанологии им. П. П. Ширшова ; [Отв. ред. А. С. Монин]. - Москва : Наука, 1983. - 371 с. : ил.
5. Исследование эффективности подводных телекоммуникационных систем робототехнических комплексов по критерию ослабления интенсивности лазерного излучения / В. Л. Мартынов, И. Л. Скрипник, Ю. Г. Ксенофонтов [и др.] // Информатизация и связь. – 2021. – № 2. – С. 139-145. – DOI 10.34219/2078-8320-2021-12-2-139-145.
6. Martynov, V. L. Wireless optical communication channel in the hydrosphere as an alternative of communication by cable / V. L. Martynov, A. S. Golosnoy, S. M. Sergeev // Системы управления и информационные технологии. – 2021. – No. 1(83). – P. 63-66. – DOI 10.36622/VSTU.2021.83.1.012.
7. Мартынов, В. Л. Методика практического расчета телевизионных коммуникаций подводных аппаратов / В. Л. Мартынов, Ю. Л. Сиек, А. Н. Борисов // Морские интеллектуальные технологии. – 2021. – № 2-3(52). – С. 117-123. – DOI 10.37220/MIT.2021.52.2.042.
8. Козлянинов М.В. Основные зависимости между гидрооптическими характеристиками / В кн.: Оптика океана и атмосферы. Л.: Наука, 1972. С. 5–24.
9. Якушенков Ю.Г. Методы борьбы с помехами в оптико-электронных приборах / Ю. Г. Якушенков, В. Н. Луканцев, М. П. Колосов. - Москва : Радио и связь, 1981. - 179 с. : ил.

### References

1. Sokolov O. A. Vidimost' pod vodoj [Underwater visibility] / Pod red. Ju. E. Ochakovskogo. - Leningrad : Gidrometeoizdat, 1974. - 232 s. : il.; 22 sm.
2. Dolin L.S. Spravochnik po teorii podvodnogo videnija [Handbook of underwater vision theory] / L. S. Dolin, I. M. Levin. - Leningrad : Gidrometeoizdat, 1991. - 228 s.: il.
3. Karasik V.E. Lazernye sistemy videnija [Laser vision systems]: Ucheb. posobie dlja studentov vuzov, obuchajushhhsja po napravleniju "Optotehnika" / V.E. Karasik, V.M. Orlov. - Moskva : Izd-vo MGTU im. N. Je. Baumana, 2001. - 350 s. : il., tabl.
4. Optika okeana: T. 1. Fizicheskaja optika okeana [Ocean Optics: Vol. 1. Physical Optics of the Ocean] / [V. I. Burenkov, A. P. Vasil'kov, K. S. Shifrin i dr.]. // AN SSSR, In-t okeanologii im. P. P. Shirshova ; [Otv. red. A. S. Monin]. - Moskva : Nauka, 1983. - 371 s. : il.
5. Issledovanie jeffektivnosti podvodnyh telekommunikacionnyh sistem robototehnicheskikh kompleksov po kriteriju oslablenija intensivnosti lazernogo izluchenija [Study of efficiency of underwater telecommunication systems of robotics complexes according to intensity attenuation criterion laser radiation] / V. L. Martynov, I. L. Skripnik, Ju. G.

- Ksenofontov [i dr.] // Informatizacija i svjaz'. – 2021. – № 2. – S. 139-145. – DOI 10.34219/2078-8320-2021-12-2-139-145.
6. Martynov, V. L. Wireless optical communication channel in the hydrosphere as an alternative of communication by cable / V. L. Martynov, A. S. Golosnoy, S. M. Sergeev // Sistemy upravlenija i informacionnye tehnologii. – 2021. – No. 1(83). – P. 63-66. – DOI 10.36622/VSTU.2021.83.1.012.
  7. Martynov, V. L. Metodika praktičeskogo rasčeta televizionnyh kommunikacij podvodnyh apparatov [Method of practical calculation of underwater vehicle's television communications] / V. L. Martynov, Ju. L. Siek, A. N. Borisov // Morskije intelektual'nye tehnologii. – 2021. – № 2-3(52). – S. 117-123. – DOI 10.37220/MIT.2021.52.2.042.
  8. Kozljaninov M.V. Osnovnye zavisimosti mezhdu gidrooptičeskimi harakteristikami [Basic dependencies between hydro-optical characteristics] / V kn.: Optika okeana i atmosfery. L.: Nauka, 1972. S. 5–24.
  9. Jakushenkov Ju.G. Metody bor'by s pomehami v optiko-jelektronnyh priborah [Methods of interference control in optoelectronic devices] / Ju. G. Jakushenkov, V. N. Lukancev, M. P. Kolosov. - Moskva : Radio i svjaz', 1981. - 179 s. : il.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Мартынов Виктор Леонидович**, доктор технических наук, профессор кафедры Радиосвязи на морском флоте, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова, 198035, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7, e-mail: martynovvoenmeh@mail.ru

**Ясинская Юлия Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры Систем автоматического управления и бортовой вычислительной техники, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: yasinskaya.spb@mail.ru

**Борисов Александр Николаевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры Систем автоматического управления и бортовой вычислительной техники, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: bor\_fond93@mail.ru

**Viktor L. Martynov**, Dr. Sci. (Eng), Professor of the Department of Radio Communication in the Navy, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, Dvinskaya, 5/7, St. Petersburg, 198035, Russian Federation, e-mail: martynovvoenmeh@mail.ru

**Julija V. Jasinskaja**, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of Automatic Control Systems and Onboard Computer Facilities, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: yasinskaya.spb@mail.ru

**Aleksandr N. Borisov**, Ph.D. (Eng), Senior Lecturer of the Department of Automatic Control Systems and Onboard Computer Facilities, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: bor\_fond93@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 20.11.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 21.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 24.11.2023.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ

### MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES

Научная статья

УДК 532.5.032

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.059>

#### Расчет вращения жидкости над твердой плоской поверхностью в поле массовых сил

Яковлев А.Ю.<sup>1</sup> [kgm@smtu.ru](mailto:kgm@smtu.ru)

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** По аналогии с задачей Кармана о течении над вращающимся диском, рассматривается задача Боддевата о вращении жидкости над твердой неподвижной плоской стенкой. В настоящее время известны расширенные постановки данной задачи с учетом специфических свойств жидкости и ее поведения на границах потока. В данной работе рассмотрена задача Боддевата с учетом действия в жидкости массовых сил произвольной природы, дополнительно учитывается возможность протекания жидкости сквозь стенку. Для расчета течения применен метод, разработанный ранее для решения аналогичной задачи над вращающимся диском. В данном случае было изменено направление интегрирования дифференциальных уравнений, что позволило получить осциллирующие решения задачи. Метод был отестирован на примерах классической задачи Боддевата, и ее расширенной постановки, в которой присутствует протекание жидкости через стенку. Подтверждено хорошее согласование результатов расчетов с этими решениями. Разработанный метод применен для исследования вращающегося течения над твердой стенкой, происходящего при одновременном действии тангенциальных массовых сил. Показано, что тангенциальные массовые силы существенно влияют на характер течения, приводя к торможению радиальной и осевой составляющей течения. В отсутствие вращения жидкости тангенциальные массовые силы приводят к формированию течения, подобного течению в классической задаче Кармана.

**Ключевые слова:** вязкая жидкость, ламинарное течение, твердая стенка, проницаемая стенка, вращение, закрутка потока, система обыкновенных дифференциальных уравнений, массовые силы

**Для цитирования:** Яковлев А.Ю., Расчет вращения жидкости над твердой поверхностью в поле массовых сил. Морские интеллектуальные технологии 2023. № 4 часть 2, С. 156—163. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.059

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.059>

#### Calculation of the rotation flow over flat solid surface in a mass forces field

Aleksey Yu. Yakovlev<sup>1</sup> [kgm@smtu.ru](mailto:kgm@smtu.ru)

<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

**Abstract.** By analogy with the Karman problem of the flow over a rotating disk, the Boddevat problem of the rotation of a liquid over a solid stationary wall is considered. Currently, extended formulations of this problem are known, taking into account the specific properties of the liquid and its behavior at the flow boundaries. In this paper, the Boddevat problem is considered, taking into account the action of mass forces of arbitrary nature in the liquid, additionally taking into account the possibility of liquid flowing through the wall. To calculate the flow, a method developed earlier to solve a similar problem on a rotating disk is used. In this case, the direction of integration of differential equations was changed, which made it possible to obtain oscillating solutions of the problem. The method was tested on examples of the classical Boddevatt problem, and its extended formulation, in which there is a flow of liquid through the wall. The good agreement of the calculation results with these solutions is confirmed. The developed method is used to study the rotating flow over a solid wall occurring under the simultaneous action of tangential mass forces. It is shown that tangential mass forces significantly affect the nature of the flow, leading to deceleration of the radial and axial components of the flow. In the absence of fluid rotation, tangential mass forces lead to the formation of a flow similar to the flow in the classical Karman problem

**Keywords:** viscous fluid, laminar flow, solid flat wall, permeable wall, rotation, flow circulation, system of ordinary differential equations, mass forces

**For citation:** Aleksey Yu. Yakovlev, Calculation of the rotation flow over flat solid surface in a mass forces field. Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 156—163. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.059

#### Введение

В классических курсах гидромеханики [1] рассмотрена задача о течении жидкости в полупространстве над вращающимся диском бесконечного радиуса, которая была впервые

поставлена Карманом в 1921 году [2]. Решение этой задачи было получено Кохран десятилетие спустя [3]. Возможность получения точного решения уравнений Навье-Стокса для этого класса течений служит причиной интереса к этой задаче вплоть до настоящего времени.

Однако, наряду с задачей Кармана, существует в определенном смысле обратная ей задача, сформулированная Боддеватом в 1940 г. [4]. В этом случае так же имеется вращающийся поток над поверхностью, но вращение самой поверхности отсутствует. С точки зрения физики явления, в задаче Кармана рассматривается течение жидкости, возбуждаемое вращением диска, а в задаче Боддевата исследуется торможение вращающейся жидкости над неподвижным дном. Наиболее очевидным практическим приложением задачи Боддевата является моделирование поведения вихрей вблизи поверхности на которую они опираются. Примерами таких вихрей могут служить смерчи, торнадо, водовороты.

Непосредственное решение рассматриваемой задачи было получено самим Боддеватом. Однако, в отличие от задачи Кармана, он получил осциллирующий вид течения. В дальнейшем это решение вызвало дискуссию. В частности Стевартсон, на основании своих, в том числе экспериментальных исследований, утверждал ошибочность решения Боддевата [5]. Тем не менее, как было показано в последующих работах [6], решение Боддевата оказалось верным.

Исследования течения Боддевата активно продолжаются и в настоящее время. Предметом современных разработок служат подобные течения неньютоновских жидкостей [7], [8], [9], учет термодинамических эффектов [9], химических реакций [10], воздействия электромагнитного поля [11]. В ряде исследований поверхность над которой происходит течение предполагается проницаемой [7], [9], обладающей способностью растягиваться [9] или обтекаемой с проскальзыванием [12], что существенно влияет на характер решения [7]. Интересные результаты получены при изучении устойчивости течения Боддевата: показано, что в этом течении могут формироваться неоднородности течения спиралевидной формы [13].

Основной особенностью данной работы является постановка и решение задачи Боддевата в условиях действия массовых сил. Аналогичная задача была ранее рассмотрена для течения Кармана с вращающимся диском [14]. Как было показано [14] массовые силы, действующие вблизи поверхности вращающегося диска, могут существенным образом изменять течение. Представляет интерес провести подобные исследования и для задачи Боддевата. Следует отметить, что постановка задачи Боддевата с учетом действия массовых сил была ранее выполнена в [7]. Однако в этой работе массовые силы были использованы в качестве математического инструмента для моделирования взаимодействия жидкости с частицами суспензии и особенности их воздействия на течение непосредственно не рассматривались.

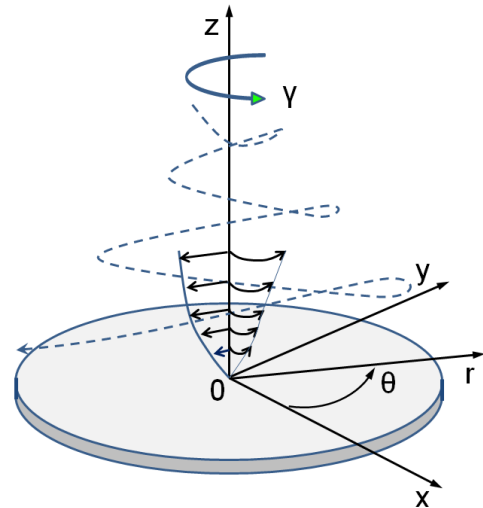


Рис. 1. Схема течения.

### Постановка задачи

Рассмотрим вращение всей массы вязкой жидкости над бесконечной горизонтальной непроницаемой плоскостью. Будем считать вращение происходящим относительно некоторой вертикальной оси Oz (рис. 1). Полагаем течение установившимся и происходящим в ламинарном режиме. Скорости на бесконечном удалении от поверхности должны иметь конечную величину. Кроме того, предполагаем возможным действие массовых сил, влияющих на течение жидкости.

Поскольку рассматривается задача о ламинарном течении вязкой жидкости, будем решать систему, состоящую из уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности, при граничном условии прилипания на поверхности горизонтальной плоскости Oxy. В веденной цилиндрической системе координат данная система уравнений, аналогично [14], имеет следующий вид:

$$\begin{cases}
 v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \Pi_r + \\
 + \nu \left[ \frac{\partial^2 v_r}{\partial^2 r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial^2 z} - \frac{v_r}{r^2} \right] \\
 v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = \Pi_\theta + \\
 + \nu \left[ \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial^2 r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial^2 z} - \frac{v_\theta}{r^2} \right] \\
 v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \Pi_z + \\
 + \nu \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial^2 r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial^2 z} \right] \\
 \frac{\partial}{\partial r}(r v_r) + \frac{\partial}{\partial z}(r v_z) = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $p$  – давление,  $v_r, v_\theta, v_z$  – радиальная, тангенциальная и аксиальная компоненты скорости,  $\Pi_r, \Pi_\theta, \Pi_z$  – радиальная, тангенциальная и аксиальная компоненты напряжения массовых сил.

Условие на неподвижной твердой поверхности представляет собой условие прилипания, состоящее в равенстве скорости нулю. Однако, если допустить протекание жидкости через эту поверхность, то следует решать задачу при следующих граничных условиях:

$$v_\theta \Big|_{z=0} = v_r \Big|_{z=0} = 0, \quad v_z \Big|_{z=0} = V_s \quad (2)$$

где  $V_s$  – заданная скорость протекания жидкости через поверхность, полагаемая постоянной.

Скорость на бесконечном удалении от твердой поверхности так же считается заданной. Будем рассматривать случай, когда имеется составляющая этой скорости, определяемая угловой скоростью вращения потока  $\Omega$ . При этом осевая и радиальная скорости на бесконечности, определяются в процессе решения и могут принимать ограниченные значения:

$$v_\theta \Big|_{z \rightarrow \infty} = \Omega r, \quad v_r \Big|_{z \rightarrow \infty} \leq const, \quad v_z \Big|_{z \rightarrow \infty} \leq const \quad (3)$$

В соответствии с общепринятой практикой [1], следуя подходу Кармана [2] осуществим следующую замену функций и переменных в системе уравнений (1):

$$v_r = \Omega r F(\xi), \quad v_\theta = \Omega r G(\xi), \quad v_z = \sqrt{\nu \Omega} H(\xi), \quad \xi = z \sqrt{\frac{\Omega}{\nu}} \quad (4)$$

В результате, уравнения (1) приводятся к системе обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, относительно переменной  $\xi$ . Выполняя для этих уравнений ряд преобразований, аналогично [14] и вводя представление для напряжений массовых сил

$$\begin{aligned} \Pi_r &= \Omega^2 r \cdot \Phi_r(\xi) \\ \Pi_\theta &= \Omega^2 r \cdot \Phi_\theta(\xi) \\ \Pi_z &= \Omega^{3/2} \sqrt{\nu} \cdot \Phi_z(\xi) \end{aligned} \quad (5)$$

можно получить систему трех уравнений для определения скорости течения [14]:

$$\begin{cases} F'' = F^2 - G^2 + HF' - \Phi_r + 1 \\ G'' = 2FG + HG' - \Phi_\theta \\ H' = -2F \end{cases} \quad (6)$$

Для решения данной системы имеем краевые условия:

$$\begin{aligned} G \Big|_{z=0} = F \Big|_{z=0} &= 0, \\ H \Big|_{z=0} &= \frac{V_s}{\sqrt{\nu \Omega}} \equiv s \end{aligned} \quad (7)$$

где  $s$  – обозначение для безразмерной скорости протекания жидкости через границу.

$$G \Big|_{z \rightarrow \infty} = 1, \quad F \Big|_{z \rightarrow \infty} = 0, \quad H \Big|_{z \rightarrow \infty} = 0 \quad (8)$$

### Метод численного решения

Система (6) представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка с краевыми условиями (7) при  $\xi=0$  и на бесконечности (8). Решение этой системы оказывается далеко не тривиальным, что связано с ее нелинейностью и необходимостью решения краевой задачи. Так же для данной системы не гарантирована единственность решения.

Поскольку отличия задачи (6) (7) (8) от рассмотренной ранее задачи Кармана [14] не велики, методы их решение по большому счету одинаковы. В первых аналитических исследованиях решения отыскивали в виде разложения искомым функций в ряды в окрестностях нулевой и бесконечной точек [4]. Альтернативный современный прием получения решения в виде функций, основан на применении метода гомотопных возмущений [8]. Однако на практике чаще используются различные приемы непосредственного численного интегрирования системы дифференциальных уравнений [12], [10], [7]. Поступая аналогичным образом, применим для решения задачи (6) (7) (8) метод численного интегрирования, разработанный ранее для расчета течения Кармана в условиях действия массовых сил [14].

Как и ранее [14] произведем замену переменных:

$$\eta = \frac{\xi}{1 + \xi} \quad (9)$$

В результате мы переходим от полу-бесконечной области поиска решения к отрезку  $[0,1]$ . После подстановки новой переменной (9) система (6) преобразуется к виду:

$$\begin{cases} \ddot{F} = \dot{F} \left[ \frac{2}{1-\eta} - \frac{H}{(1-\eta)^2} \right] + \frac{F^2 - G^2 + 1 - \Phi_r}{(1-\eta)^4} \\ \ddot{G} = \dot{G} \left[ \frac{2}{1-\eta} + \frac{H}{(1-\eta)^2} \right] + \frac{2FG - \Phi_\theta}{(1-\eta)^4} \\ \dot{H} = -2 \frac{F}{(1-\eta)^2} \end{cases} \quad (10)$$

где точка над функцией обозначает производную по переменной  $\eta$ .

На основе проведенного ранее анализа [14], для решения этой системы задаются краевые условия следующего вида:

$$\begin{aligned} G \Big|_{\eta=0} = F \Big|_{\eta=0} &= 0, \quad H \Big|_{\eta=0} = s \\ G \Big|_{\eta=1} = 1, \quad F \Big|_{\eta=1} &= 0, \quad H \Big|_{\eta=1} = H_1 \end{aligned} \quad (11)$$

где  $H_1$  – искомая константа, характеризующая осевую скорость течения жидкости на бесконечности.

Система уравнений (10) должна решаться на интервале  $[0, 1]$ . При этом решение этой системы можно получать как предел последовательности решений задачи на начальные условия,

соответствующие краевым условиям (11) на одном из концов этого отрезка. Эта последовательность определяется итерационным алгоритмом поиска минимума функционала. Достижение нулевого (минимального) значения функционала соответствует выполнению условий (11) на втором конце отрезка по переменной  $\eta$ .

В предшествующей работе [14] поиск решения осуществлялся от нулевого конца отрезка. Однако, как показали расчеты, этот путь не позволял получать сложные осциллирующие решения задачи. Поскольку решение задачи Боддевата (в отличие от классических решений задачи Кармана) имеет как раз осциллирующий характер, в данном случае интегрирование осуществлялось от единичного конца отрезка. Ранее такой прием был рекомендован в работе [15].

Для удовлетворения краевым условиям на нулевом конце отрезка интегрирования, был введен целевой функционал  $J$  вида:

$$J = F^2(0) + G^2(0) + [H(0) - s]^2 \rightarrow \min_{\varphi, \chi} \quad (12)$$

где в качестве параметров оптимизации выступают значения функции  $H$  и первых производных функций  $F$  и  $G$  на правом краю интервала  $\eta$ :

$$\varphi \equiv \left. \frac{dF}{d\eta} \right|_{\eta^*}, \quad \chi \equiv \left. \frac{dG}{d\eta} \right|_{\eta^*}, \quad H_1 = H \Big|_{\eta^*} \quad (13)$$

Где  $\eta^*$  - величина близкая к 1. Необходимость выбора такой величины связана с тем, что при  $\eta=1$  величины  $\varphi$  и  $\chi$  обращаются в ноль и условия (13) теряют смысл.

Таким образом, решение исходной задачи (10) (11) сведено к решению задачи оптимизации (12), в которой функции  $F$ ,  $G$  и  $H$  являются решениями системы дифференциальных уравнений (10) при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned} G \Big|_{\eta^*} &= 1, & F \Big|_{\eta^*} &= 0, & H \Big|_{\eta^*} &= H_1, \\ \dot{G} \Big|_{\eta^*} &= \chi, & \dot{F} \Big|_{\eta^*} &= \varphi \end{aligned} \quad (14)$$

В качестве метода решения задачи оптимизации по двум параметрам, как и ранее [14], применен циклический метод дихотомии без производных.

#### Валидация метода расчета

Для подтверждения достоверности получаемых с помощью предложенного расчетного метода решений, рассмотрим задачу (6), (7), (8), при отсутствии массовых сил. В качестве эталона будем использовать решения представленные в [12] и [10].

Решение задачи Боддевата для непроницаемой поверхности ( $s=0$ ) полученное с помощью разработанного метода сопоставлено с решением [11] (рис. 2). Как уже говорилось, данное решение задачи имеет выраженный осциллирующий характер. Использование модифицированного алгоритма позволило получить это решение. Сопоставление результатов с данными [11] достигается с точностью до четвертого знака.

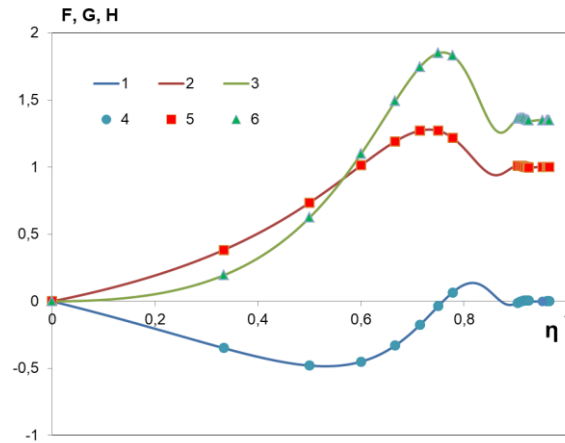


Рис. 2. Сопоставление численного решения с решением [11] для классической задачи Боддевата ( $s=0$ )  
 Данный расчет: 1 – F, 2 – G, 3 – H.  
 Расчет [11]: 4 – F, 5 – G, 6 – H.

В качестве следующего примера рассмотрим более общий случай решений задачи (6) (7) (8), соответствующий  $s \neq 0$ . Величина  $s$  характеризует течение жидкости с протеканием через поверхность.

В работе [10] представлены (в графическом виде) результаты расчетов функций  $F$ ,  $G$ ,  $H$ , при  $s=-1$ . На рис. 3 приведено сопоставление расчета по настоящему методу с этими данными. Как видно, эти решения полностью согласуются между собой. Следует отметить, что введение протекания жидкости через поверхность привело к уменьшению осцилляций функций  $F$ ,  $G$  и  $H$ .

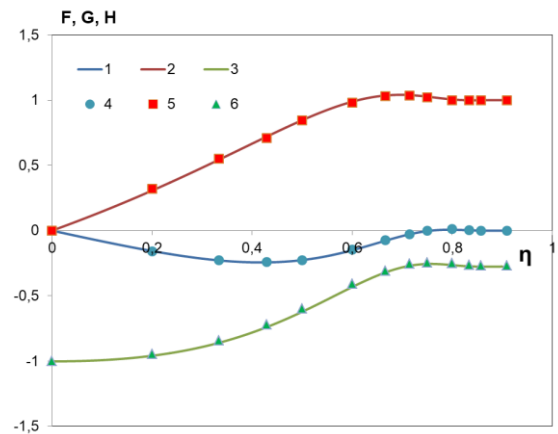


Рис. 3. Сопоставление численного решения с решением [10] для задачи Боддевата с проницаемой поверхностью ( $s=1$ )  
 Данный расчет: 1 – F, 2 – G, 3 – H.  
 Расчет [10]: 4 – F, 5 – G, 6 – H.

В той же работе [10] для ряда величин  $s$  были определены введенные выше параметры  $\varphi$  и  $\chi$  (14) и значение функции  $H$  на бесконечности:  $H_1$ . На рис. 4 представлено сопоставление этих величин полученных с помощью предложенного метода с данными работы [10]. Величины  $s < 0$  соответствуют вытеканию жидкости через поверхность.

Положительные значения  $s$ , наоборот отвечают случаю введения жидкости в область течения через поверхность. В целом поведение функций имеет монотонный характер со слабо выраженной нелинейностью. Кроме того, из анализа соответствующих зависимостей  $F$ ,  $G$  и  $H$  от  $\eta$ , можно отметить, что увеличение положительного значения  $s$  приводит к усилению осцилляций получаемого решения.

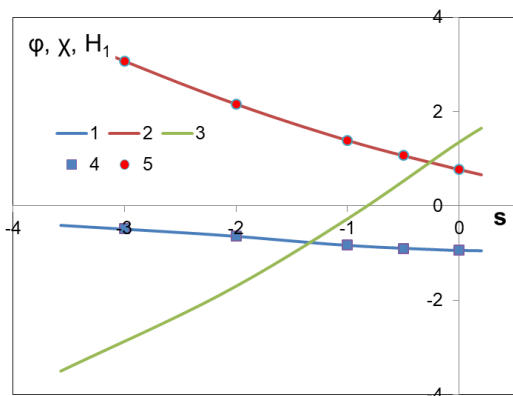


Рис. 4. Сопоставление расчетных параметров численного решения с расчетами [10]  
1, 2, 3 – величины  $\phi$ ,  $\chi$  и  $H_1$  по результатам данного расчета, 4, 5 – величины  $\phi$  и  $\chi$  по данным [10]

**Расчет в условиях действия массовых сил**

Разработанный метод расчета ориентирован на решение уравнений (6) при наличии заданных массовых сил. В качестве первого примера, рассмотрим задачу Боддевата при дополнительном действии массовых сил  $\Phi_\theta$  постоянной интенсивности  $\Psi$  в диапазоне величин  $\eta$  от нуля до  $\eta_F$ . Таким образом, при  $\eta > \eta_F$ , величина  $\Phi_\theta = 0$ :

$$\Phi_\theta = \begin{cases} \Psi, \eta \in [0, \eta_F] \\ 0, \eta > \eta_F \end{cases} \quad (19)$$

Результаты расчетов при различной величине  $\Psi$  представлены на рис. 5, 6, 7 для функций  $F$ ,  $G$ ,  $H$  соответственно. Во всех случаях величина  $\eta_F$  составляла 0,5. Если обратить внимание на результаты решения задачи Боддевата (рис. 2), то можно сделать вывод, что пограничный слой вблизи поверхности простирается до значений  $\eta_F$  порядка 0,7. Осцилляция скорости и выход на предельное решение на бесконечности происходят при еще больших величинах  $\eta_F$ . То есть, при  $\eta_F = 0,5$  массовые силы предполагаются сосредоточенными в непосредственной близости от поверхности, и область их непосредственного действия ограничивается пристеночной частью пограничного слоя.

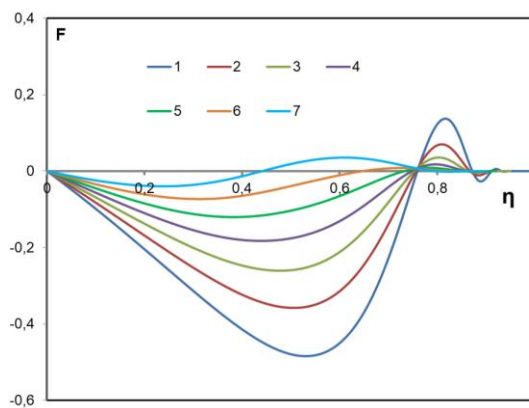


Рис. 5. Результаты расчета функции  $F$  при различной интенсивности напряжения массовой силы  $\Psi$ , действующей в тангенциальном направлении  
1 –  $\Psi = 0$ , 2 –  $\Psi = 0,4$ , 3 –  $\Psi = 0,8$ ,  
4 –  $\Psi = 1,2$ , 5 –  $\Psi = 1,6$ , 6 –  $\Psi = 2,0$ , 7 –  $\Psi = 2,4$ .

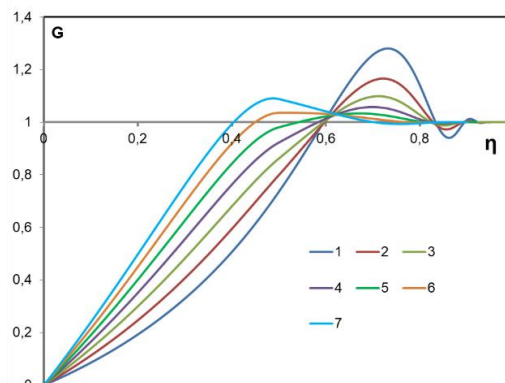


Рис. 6. Результаты расчета функции  $G$  при различной интенсивности напряжения массовой силы  $\Psi$ , действующей в тангенциальном направлении  
Обозначения как на рис. 5 .

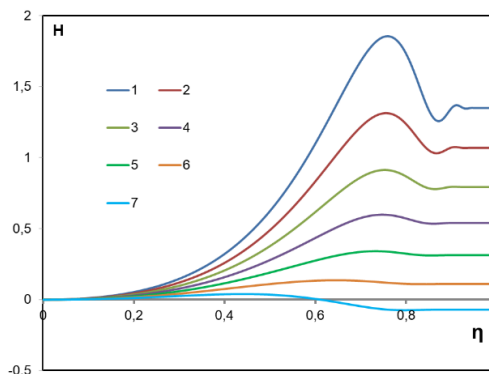


Рис. 7. Результаты расчета функции  $H$  при различной интенсивности напряжения массовой силы  $\Psi$ , действующей в тангенциальном направлении  
Обозначения как на рис. 5 .

Рассматриваемое течение можно интерпретировать как вихрь бесконечной протяженности, который дополнительно подпитывается энергией за счет действия массовых сил.

Результаты расчета показывают, что тангенциальные массовые силы, дополнительно закручивающие поток в относительно тонком слое вблизи поверхности, оказывают заметное влияние на характер течения в целом. Случай классической задачи Боддеватта ( $\Psi=0$ ) характеризуется максимально выраженным пограничным слоем. По мере увеличения закручивающих поток массовых сил пограничный слой сужается. При этом пространственные осцилляции решения, характерные для классического решения задачи Боддеватта, заметно уменьшаются. Таким образом, действие массовых сил оказывает стабилизирующее влияние на течение.

Действие массовых сил кардинальным образом влияет на радиальные скорости (рис. 5), приводя к их убыванию с ростом  $\Psi$ . При величине  $\Psi$  порядка 2.0 течение в радиальном направлении минимизируется. Но при дальнейшем увеличении  $\Psi$  в пограничном слое возникает интересное сочетание центростремительного течения вблизи поверхности и центробежного в его внешней области. То есть появляется дополнительная осцилляция решения.

Закрутка потока, возбуждаемая действием массовых сил, приводит к тому, что тангенциальные скорости растут быстрее, чем в классической задаче Боддеватта, и раньше выходят на асимптотическое значение на бесконечности (рис. 6). При величине  $\Psi=1.8$  решение для  $G$  практически не осциллирует, выходя после линейного роста на постоянную скорость, совпадающую со скоростью вращения потока на бесконечности.

Что касается скорости течения вдоль оси вихря, то она под действием тангенциальных массовых сил существенно уменьшается (рис. 7). В исходной задаче Боддеватта жидкость подсасывается с периферии вихря и отбрасывается на бесконечность. Однако по мере роста  $\Psi$  осевая скорость во внешнем течении снижается и при  $\Psi$  порядка 2,2 практически исчезает. При больших величинах  $\Psi$  жидкость наоборот начинает подсасываться к поверхности из бесконечности.

Анализируя получаемые решения задачи Боддеватта при наличии массовых сил можно сделать вывод о возможности реализации течения только за счет массовых сил действующих в тангенциальном направлении. В этом случае закрутка потока на бесконечности предполагается отсутствующей.

Для решения этой задачи проблематично использовать введенный ранее способ нормировки (4) уравнений (1), поскольку в исходных данных отсутствует величина  $\Omega$ . Для сохранения логики получения решения в данном случае предлагается выбрать величину  $\Omega$  на основе имеющихся параметров:

$$\Omega = \sqrt{\frac{\Pi_{\theta}^*}{L_F}} \quad (20)$$

Где  $L_F$  – расстояние от поверхности, на котором прекращается действие массовой силы,  $\Pi_{\theta}^*$  – характерная величина массовой силы, взятая на

заданном радиусе и расстоянии от поверхности (например на радиусе  $r=L_F$  непосредственно на поверхности  $z=0$ ),

Интересно отметить, что в этом случае, если построить число Рейнольдса  $Re$  на основе линейного размера  $L_F$  и угловой скорости  $\Omega$ , вычисляемой согласно (20), то оно выразится через введенный ранее (19) безразмерный параметр  $\eta_F$ :

$$Re = \frac{\eta_F}{1 - \eta_F} \quad (21)$$

Результаты расчета для задачи вращения потока вблизи поверхности под действием массовых сил представлены на рис. 7. На этом графике представлены зависимости функций  $F$ ,  $G$  и  $H$  при различной безразмерной величине  $\eta_F$ .

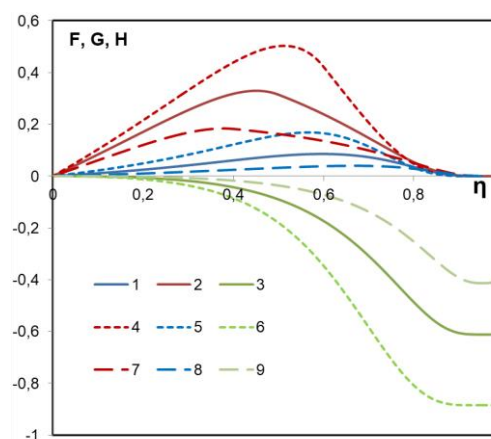


Рис. 7. Результаты расчета функций  $F$ ,  $G$  и  $H$  при различной протяженности области действия тангенциальной массовой силы  
 Функции  $F$ ,  $G$ ,  $H$  при  $\eta_F=0,5$ : 1 -  $F$ , 2 -  $G$ , 3 -  $H$ ;  
 Функции  $F$ ,  $G$ ,  $H$  при  $\eta_F=0,6$ : 4 -  $F$ , 5 -  $G$ , 6 -  $H$ ;  
 Функции  $F$ ,  $G$ ,  $H$  при  $\eta_F=0,4$ : 7 -  $F$ , 8 -  $G$ , 9 -  $H$ ;

Таким образом, представленные на рис. 7 решения по сути отвечают различным числам Рейнольдса. Видно, что расширение области действия массовых сил вблизи поверхности приводит к существенному росту скорости потока на бесконечности. Одновременно увеличиваются так же радиальные и тангенциальные скорости в пограничном слое вблизи поверхности, но за пределами этого слоя они постепенно падают и на бесконечности отсутствуют. В отличие от них, осевая скорость нарастает в пределах пограничного слоя медленно, но резко разгоняется за его пределами. В результате, воздействие тангенциальных массовых сил на жидкость вблизи твердой поверхности приводит к формированию на бесконечности течения направленного к твердой поверхности. Поступающая с этим течением жидкость растекается в радиальном направлении вдоль поверхности. Таким образом, получаем течение подобное течению Кармана над вращающимся диском. Но в данном случае это течение создается над неподвижной поверхностью за счет действия массовых сил.

### Заключение

В предшествующей работе [14] был разработан метод численного решения задачи Кармана о вращающемся в жидкости диске бесконечного

радиуса в условиях действия массовых сил. В данной работе этот метод был модифицирован и применен для решения задачи Боддевата для течения вращающейся жидкости над неподвижной поверхностью, так же в условиях действия массовых сил.

Модификация метода состояла в изменении направления интегрирования системы дифференциальных уравнений. Что позволило получать осциллирующие решения этой системы, к числу которых и относится классическое решение Боддевата. В дальнейшем модифицированный метод может быть применен для исследования неединственности решения подобных типов задач.

Валидация и верификация метода были выполнены на основе классического решения Боддевата и на примере течения над поверхностью с протеканием (пористой поверхностью). Получено согласование с этими решениями вплоть до четвертого знака.

С помощью разработанного метода выполнено исследование вращающегося течения над неподвижной непроницаемой плоской поверхностью

в условиях действия тангенциальных массовых сил. Показано, что действие массовых сил позволяет уменьшить осевую и радиальные скорости в потоке при поддержании заданной скорости вращения потока на бесконечности. При определенной величине массовых сил достигается полное торможение осевого и радиального потока. Кроме того, установлено, что действие тангенциальных массовых сил приводит к уменьшению осцилляций скорости.

Рассмотрен случай создания течения только за счет действия тангенциальных массовых сил вблизи неподвижной непроницаемой стенки. Показано, что в этом случае вращение и радиальное растекание жидкости имеют место только в пределах пограничного слоя над свободной поверхностью. За пределами пограничного слоя формируется осевой поток, направленный в сторону твердой стенки. В целом, течение, сформировавшееся под действием тангенциальных массовых сил, подобно течению над вращающимся диском при отсутствии закрутки на бесконечности [14].

### Литература

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов. – М.: Дрофа, 2003.
2. Von Kármán, Theodore Über laminare und turbulente Reibung (<https://zenodo.org/record/1447403>). Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik. 1 (4), 1921, pp. 233 – 252.
3. Cochran W.G. The flow due to a rotating disc. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. 30 (3), 1934, 365.
4. Bodewadt, U. T. Die Drehströmung über festem Grunde. Journal of Applied Mathematics and Mechanics (Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik). 20, 1940, pp. 241-253.
5. Stewartson, K. 1953. On the flow between two rotating coaxial disks. Proc. Cambridge Philos. Soc. 49 : 333-41
6. Zandbergen P.J. and Dijkstra D. Von Karman swirling flows. Ann. Rev. Fluid Mech. 1987. 19:- 465-91
7. Rahman M. and Andersson H.I. Bodewadt flow of a fluid-particle suspension with strong suction. 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics.
8. Hosseinzadeh K.H., Mardani M.R., Salehi S., Paikar M., Waqas M. and Ganji D.D. Entropy generation of three-dimensional Bodewadt flow of water and hexanol base fluid suspended by Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> and MoS<sub>2</sub> hybrid nanoparticles. Pramana – J. Phys. 2021, 95:57
9. Mahyuddin A.A., Yian L.Y., Ahmad S. Bodewadt Flow and Heat Transfer in Nanofluid over a Permeable and Radially Stretching Disk. Sains Malaysiana. 51(2), 2022, pp. 619-632
10. Rafiq T. and Hashm M.M. Bodewadt Flow Over a Permeable Disk with Homogeneous-Heterogeneous Reactions: A Numerical Study. Appl. Sci. 9, 2019, 4046. doi:10.3390/app919404
11. King, W. S. and Lewellen W.S. Boundary-layer similarity solutions for rotating flows with and without magnetic interaction. Physics of Fluids, 7, 1964, pp. 1674-1680.
12. Sahoo B., Abbasbandy S., Poncet S. A brief note on the computation of the Bodewadt flow with Navier slip boundary conditions. Computers Fluids, 90, 2014, pp. 133-137
13. Lopez J.M., Marques F., Rubio A.M. et. al. Crossflow instability of finite Bodewadt flows: Transients and spiral waves // Physics of fluids, 21, 2009, pp. 114-107. doi:10.1063/1.3262817
14. Яковлев А.Ю. Метод расчета течения, возникающего при вращении диска бесконечного радиуса в поле массовых сил // Морские интеллектуальные технологии, 2023, № 2, часть 1, с. 359—366. DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.045
15. Zandbergen P.J., Dijkstra D. Non-unique solutions of the Navier-Stokes equations for the Karman swirling flow. Journal of engineering mathematics, 11.2, 1977, pp. 167-188.

### References

1. Lojtsansky L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza. [Fluid and gas mechanics]. University textbook, "Drofa" publishing house, Moscow, 2003.
2. Von Kármán, Theodore Über laminare und turbulente Reibung (<https://zenodo.org/record/1447403>). Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik. 1 (4), 1921, pp. 233 – 252.
3. Cochran W.G. The flow due to a rotating disc. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. 30 (3), 1934, 365.
4. Bodewadt, U. T. Die Drehströmung über festem Grunde. Journal of Applied Mathematics and Mechanics (Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik). 20, 1940, pp. 241-253.
5. Stewartson, K. 1953. On the flow between two rotating coaxial disks. Proc. Cambridge Philos. Soc. 49 : 333-41
6. Zandbergen P.J. and Dijkstra D. Von Karman swirling flows. Ann. Rev. Fluid Mech. 1987. 19:- 465-91

7. Rahman M. and Andersson H.I. Bodewadt flow of a fluid-particle suspension with strong suction. 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics.
8. Hosseinzadeh K.H., Mardani M.R., Salehi S., Paikar M., Waqas M. and Ganji D.D. Entropy generation of three-dimensional Bodewadt flow of water and hexanol base fluid suspended by Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> and MoS<sub>2</sub> hybrid nanoparticles. *Pramana – J. Phys.* 2021, 95:57
9. Mahyuddin A.A., Yian L.Y., Ahmad S. Bodewadt Flow and Heat Transfer in Nanofluid over a Permeable and Radially Stretching Disk. *Sains Malaysiana.* 51(2), 2022, pp. 619-632
10. Rafiq T. and Hashm M.M. Bodewadt Flow Over a Permeable Disk with Homogeneous-Heterogeneous Reactions: A Numerical Study. *Appl. Sci.* 9, 2019, 4046. doi:10.3390/app919404
11. King, W. S. and Lewellen W.S. Boundary-layer similarity solutions for rotating flows with and without magnetic interaction. *Physics of Fluids*, 7, 1964, pp. 1674-1680.
12. Sahoo B., Abbasbandy S., Poncet S. A brief note on the computation of the Bodewadt flow with Navier slip boundary conditions. *Computers Fluids*, 90, 2014, pp. 133-137
13. Lopez J.M., Marques F., Rubio A.M. et. al. Crossflow instability of finite Bodewadt flows: Transients and spiral waves // *Physics of fluids*, 21, 2009, pp. 114-107. doi:10.1063/1.3262817
14. Yakovlev A. Yu. Metod raschjota techeniya voznikayuschego pri vraschenji diska beskonechnogo radiusa v pole massovih sil [Calculation method of the flow induced by a disk of infinite radius rotates in a mass forces field], *Marine intellectual technology*, 2, vol. 1, 2023, pp. 359 – 366. DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.045
15. Zandbergen P.J., Dijkstra D. Non-unique solutions of the Navier-Stokes equations for the Karman swirling flow. *Journal of engineering mathematics*, 11.2, 1977, pp. 167-188.

#### Конфликт интересов

Не указан.

#### Conflict of Interest

None declared.

#### Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

#### Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Яковлев Алексей Юрьевич**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой гидроаэромеханики и морской акустики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: kgm@smtu.ru

**Aleksey Yu. Yakovlev**, Dr. Sci. (Eng.), Assistant professor, Head of Hydrodynamic and marine acoustic department, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kgm@smtu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 13.11.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 22.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 28.11.2023.

Научная статья

УДК 534.26

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.060>

## Расчет характеристик отражения звука от упругой газонаполненной цилиндрической оболочки

Ильменков С.Л.<sup>1</sup> [sl\\_ilmenkov@mail.ru](mailto:sl_ilmenkov@mail.ru).<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**Аннотация.** Представлено строгое решение задачи отражения стационарного звукового сигнала от бесконечной изотропной цилиндрической оболочки. В качестве заполнителя оболочки рассматривается газ, жидкость или полая упругая оболочка меньшего диаметра. Решение получено в рамках динамической теории упругости с использованием уравнения движения Ламе для изотропной среды, а также разложений упругих потенциалов и звуковых давлений по фундаментальным решениям уравнения Гельмгольца. Граничные условия относительно напряжений и смещений формулируются для каждой из поверхностей контакта оболочек с соответствующей средой. Подстановка разложений потенциалов в граничные условия позволяет получить системы алгебраических уравнений для нахождения неизвестных коэффициентов разложений и рассчитать значения звукового давления в отраженной волне. Вычислены и проанализированы частотные зависимости отраженного звукового сигнала для различных вариантов и параметров заполнения оболочки.

**Ключевые слова:** упругая оболочка, уравнение Ламе, граничные условия, отражение звука.

**Для цитирования:** Ильменков С.Л. Расчет характеристик отражения звука от упругой газонаполненной цилиндрической оболочки. Морские интеллектуальные технологии 2023. № 4 часть 2, С. 164—169. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.060

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.62.4.060>

## Calculation of sound reflection characteristics on an elastic gas-filled cylindrical shell

Sergey L. Ilmenkov<sup>1</sup> [sl\\_ilmenkov@mail.ru](mailto:sl_ilmenkov@mail.ru)<sup>1</sup>St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

**Abstract.** A rigorous solution of the problem of reflection of a stationary sound signal from an infinite isotropic cylindrical shell they presented. A gas, liquid, or hollow elastic shell of a smaller diameter we considered as a shell filler. The solution we obtained within the framework of the dynamic theory of elasticity using the Lamé equation of motion for an isotropic medium, as well as decompositions of elastic potentials and sound pressures by fundamental solutions of the Helmholtz equation. Boundary conditions with respect to stresses and displacements they formulated for each of the contact surfaces of the shells with the corresponding medium. Substituting potential expansions into boundary conditions allows us to obtain systems of algebraic equations for finding unknown coefficients of expansions and calculate the values of sound pressure in the reflected wave. The frequency dependences of the reflected sound signal for various options and parameters of shell filling are calculated and analyzed.

**Keywords:** elastic shell, Lamé equation, boundary conditions, sound reflection.

**For citation:** Sergey L. Ilmenkov Calculation of sound reflection characteristics on an elastic gas-filled cylindrical shell, Marine intellectual technologies. 2023. № 4 part 2, P. 164—169. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.060

### Введение

На основе принципов динамической теории упругости и метода разделения переменных рассмотрим решение задачи об отражении стационарного гармонического звукового сигнала цилиндрической изотропной двухслойной оболочкой, находящейся в безграничной жидкой среде [1-3,11-13]. Целью решения является расчет и анализ частотных зависимостей отраженного звукового сигнала.

Будем полагать, что на рассматриваемую оболочку падает плоская звуковая волна единичной амплитуды и частоты  $\omega$  ( $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  - частота сигнала

в Гц) таким образом, что волновой вектор  $\mathbf{k}$  падающей волны перпендикулярен оси  $z$  оболочки (плоская задача, рис. 1). Физические свойства материала оболочек описываются плотностью  $\rho$  и упругими постоянными Ламе  $\lambda$ ,  $\mu$ , где  $\lambda = \nu E / (1 + \nu)(1 - 2\nu)$ ;  $\mu = E / 2(1 + \nu)$ ;  $E, \nu$  - модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала оболочек соответственно. Внутренняя область  $I$  - вакуум, промежуточная область  $II$  - газ (жидкость), внешняя область  $III$  - жидкая среда с плотностью  $\rho_0$ , скоростью звука  $c_0$  и звуковыми давлениями в падающей волне  $p_i$  и отраженной волне  $p_s$ .  $R_1$  и  $R_2$  - внутренний и наружный радиусы внешней оболочки,  $R_3$  и  $R_4$  - радиусы внутренней оболочки соответственно.

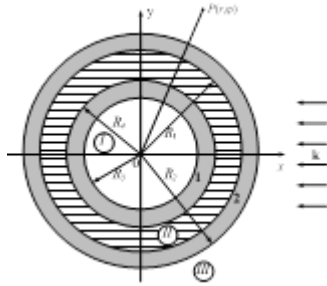


Рис. 1. Цилиндрическая оболочка в поле падающей плоской звуковой волны.

Использование в задачах дифракции звука представления о падающей плоской гармонической волне является традиционным исходным принципом, так как, на базе решения, полученного в его рамках, можно затем переходить и к более общим (трехмерным) постановкам.

### 1. Математическая постановка задачи

Поведение изотропного тела в рамках динамической теории упругости описывается системой уравнений движения (динамического равновесия) элементарного объема среды [4,5,12]. Использование закона Гука позволяет исключить из этих уравнений напряжения и перейти к одной неизвестной векторной функции - вектору смещения  $\mathbf{u}(u_r, u_\varphi, u_z)$ , имеющему три компоненты, каждая из которых зависит от трех координат:  $r, \varphi, z$ . Преобразованные таким образом уравнения движения приводят к уравнению Ламе для изотропной среды при гармонической зависимости от времени:

$$(\lambda + \mu) \text{grad div } \mathbf{u} + \mu \Delta \mathbf{u} = -\omega^2 \rho \mathbf{u}, \quad (1)$$

Используем известное представление для вектора смещения  $\mathbf{u}$  упругой среды:

$$\mathbf{u} = -\text{grad } \Phi + \text{rot } \Psi, \quad (2)$$

где  $\Phi$ -скалярный потенциал, характеризующий смещения, вызванные изменением объема;  $\Psi$ -векторный потенциал, описывающий смещения вихревого типа.

Подстановка (2) в (1) позволяет получить два уравнения Гельмгольца: скалярное для  $\Phi$  и векторное - для  $\Psi$ :

$$\Delta \Phi + k_l^2 \Phi = 0, \quad (3)$$

$$\Delta \Psi + k_t^2 \Psi = 0. \quad (4)$$

где  $k_l = \omega/c_1, k_t = \omega/c_2$  - волновые числа,  $c_1, c_2$  - скорости продольной и поперечной волн в упругой среде соответственно.

Выражения для компонент вектора смещения  $u_r, u_\varphi, u_z$  можно получить на основе (2) путем применения к (1) дифференциальных операторов  $\text{rot}$  и  $\text{grad}$  и формул их преобразования в цилиндрические координаты [6-8,10,16]:

$$u_r = -\frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial \Psi_\varphi}{\partial z};$$

$$\begin{aligned} u_\varphi &= -\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Psi_r}{\partial z} - \frac{\partial \Psi_z}{\partial r}; \\ u_z &= -\frac{\partial \Phi}{\partial z} + \frac{1}{r} \Psi_\varphi + \frac{\partial \Psi_\varphi}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi_r}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (5)$$

В рамках плоской постановки данной задачи переменные в уравнениях (3), (4) разделяются и все векторные потенциалы будут иметь только одну компоненту, отличную от нуля, а именно,  $\Psi_z$ , которую можно обозначить как  $\Psi$ .

Граничные условия относительно напряжений и смещений формулируются для каждой из поверхностей контакта. Для изотропной среды, в которой выполняется закон Гука, инвариантный к выбору системы координат, напряжения выражаются через постоянные Ламе и деформации. При малых деформациях в системе круговых цилиндрических координат данные компоненты деформации представляются через компоненты вектора смещения и принимают окончательный вид в зависимости от рассматриваемого варианта заполнения оболочки.

Вариант 1. Внутренняя оболочка отсутствует, внутри внешней оболочки находится газ или жидкая среда с плотностью  $\rho_1$  и скоростью звука  $c_1$ . Звуковое давление внутри оболочки  $p_1$  представляется рядом:

$$p_1 = \sum_{m=0}^{\infty} G_m J_m(k_1 r) \cos m\varphi; \quad (6)$$

Разложим упругие потенциалы и звуковые давления по фундаментальным решениям уравнения Гельмгольца в круговой цилиндрической системе координат [6,11,17]:

$$\Phi = \sum_{m=0}^{\infty} [B_m J_m(k_l r) + C_m N_m(k_l r)] \cos m\varphi \quad (7)$$

$$\Psi = \sum_{m=1}^{\infty} [D_m J_m(k_l r) + F_m N_m(k_l r)] \sin m\varphi \quad (8)$$

$$p_t = \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon_m (-i)^m J_m(kr) \cos m\varphi \quad (9)$$

$$p_s = \sum_{m=0}^{\infty} A_m H_m^{(1)}(kr) \cos m\varphi \quad (10)$$

где  $k = \omega/c_0$  - волновое число звуковой волны

во внешней жидкой среде;  $\varepsilon_m = 1$  при  $m=0$  и  $\varepsilon_m = 2$  ( $m \neq 0$ ).  $A_m, B_m, C_m, D_m, F_m$  - неизвестные коэффициенты, которые находятся из граничных условий: нормальное напряжения на внутренней границе оболочки ( $r = R_1$ ) равно звуковому давлению в заполнителе; на границах упругого слоя и жидкой среды отсутствуют касательные напряжения в упругом слое; нормальные компоненты смещения на обеих поверхностях оболочки непрерывны; нормальное напряжение в упругом слое равно суммарному (дифрагированному) давлению в жидкой среде ( $p_\Sigma = p_t + p_s$ )

$$\lambda k_l^2 \Phi + 2\mu \left( -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} - r^{-2} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} + r^{-1} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r \partial \varphi} \right) = p_1 \Big|_{r=R_1}, \quad (11)$$

$$\mu(-2r^{-1} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \varphi} + 2r^{-2} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} - k_i^2 \Psi - 2 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2}) = 0 \Big|_{r=R_1}^{r=R_2}, \quad (12)$$

$$-\frac{\partial \Phi}{\partial r} + r^{-1} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} = \omega^2 \rho_1^{-1} \frac{\partial p_1}{\partial r} \Big|_{r=R_1}, \quad (13)$$

$$-\frac{\partial \Phi}{\partial r} + r^{-1} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} = \omega^2 \rho_0^{-1} \left( \frac{\partial p_i}{\partial r} + \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) \Big|_{r=R_2}, \quad (14)$$

$$\lambda k_i^2 \Phi + 2\mu \left( -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} - r^{-2} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} + r^{-1} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r \partial \varphi} \right) = p_i + p_s \Big|_{r=R_2}, \quad (15)$$

Подставляя разложения (7)-(10) в граничные условия (11)-(15) и используя ортогональность тригонометрических функций  $\cos(m\varphi)$  и  $\sin(m\varphi)$ , получим для каждой моды  $m$  алгебраическую систему 6 – го порядка для нахождения неизвестных коэффициентов разложения с фиксированным индексом. Для нахождения рассеянного давления  $p_s$  необходимо определить коэффициенты  $A_m$ , входящие в выражение (10). С использованием асимптотики для цилиндрических функций Ханкеля 1-го рода  $H_m^{(1)}(kr)$  из (10) получим соотношение для угловой характеристики рассеяния  $D(\varphi)$ :

$$D(\varphi) = -\exp(-i\pi/4)(\pi k)^{-1} \sum_{m=0}^{\infty} (-i)^m A_m \cos m\varphi. \quad (16)$$

Определяя коэффициенты  $A_m$  из решения системы по правилу Крамера, на основании (16) рассчитываем значения  $|D(\varphi)|$ .

**Вариант 2.** Внутри внешней оболочки находится внутренняя полая оболочка с теми же постоянными Ламе  $\lambda$ ,  $\mu$  и потенциалами  $\Phi_1, \Psi_1$ . Промежуточная область II характеризуется звуковым давлением  $p'_1$ . В этом случае к разложениям (6)-(10) необходимо добавить следующие разложения для  $\Phi_1, \Psi_1$  и  $p'_1$ :

$$\Phi_1 = \sum_{m=0}^{\infty} [K_m J_m(k_i r) + L_m N_m(k_i r)] \cos m\varphi; \quad (17)$$

$$\Psi_1 = \sum_{m=1}^{\infty} [S_m J_m(k_i r) + T_m N_m(k_i r)] \sin m\varphi; \quad (18)$$

$$p'_1 = \sum_{m=0}^{\infty} [G_m J_m(kr) + H_m N_m(kr)] \cos m\varphi; \quad (19)$$

где  $K_m, L_m, S_m, T_m, G_m, H_m$  – дополнительные неизвестные коэффициенты, которые связаны со следующими дополнительными граничными условиями: отсутствие напряжений на границе вакуума и упругого слоя ( $r = R_3$ ); на внешней границе упругого слоя и жидкой среды ( $r = R_4$ ) отсутствуют касательные напряжения в упругом слое; нормальные компоненты смещения непрерывны; нормальное напряжение в упругом слое равно давлению  $p'_1$  в жидкой среде.

Соответственно добавляются следующие граничные условия:

$$\lambda k_i^2 \Phi_1 + 2\mu \left( -\frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial r^2} - r^{-2} \frac{\partial \Psi_1}{\partial \varphi} + r^{-1} \frac{\partial^2 \Psi_1}{\partial r \partial \varphi} \right) = 0 \Big|_{r=R_3}, \quad (20)$$

$$\mu(-2r^{-1} \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial r \partial \varphi} + 2r^{-2} \frac{\partial \Phi_1}{\partial \varphi} - k_i^2 \Psi_1 - 2 \frac{\partial^2 \Psi_1}{\partial r^2}) = 0 \Big|_{r=R_4}, \quad (21)$$

$$-\frac{\partial \Phi_1}{\partial r} + r^{-1} \frac{\partial \Psi_1}{\partial \varphi} = \omega^2 \rho_0^{-1} \frac{\partial p'_1}{\partial r} \Big|_{r=R_4}, \quad (22)$$

$$\lambda k_i^2 \Phi_1 + 2\mu \left( -\frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial r^2} - r^{-2} \frac{\partial \Psi_1}{\partial \varphi} + r^{-1} \frac{\partial^2 \Psi_1}{\partial r \partial \varphi} \right) = p'_1 \Big|_{r=R_4}, \quad (23)$$

Подставляя разложения (6)-(10) и (17)-(19) в граничные условия (11)-(15), (20) - (23) и используя ортогональность тригонометрических функций  $\cos(m\varphi)$  и  $\sin(m\varphi)$ , получаем для каждой моды  $m$  алгебраическую систему 11 – го порядка для определения неизвестных коэффициентов разложения  $A_m, B_m, C_m, D_m, F_m, K_m, L_m, S_m, T_m, G_m, H_m$ . Для нахождения рассеянного давления  $p_s$  аналогично определяем коэффициенты  $A_m$ , входящие в выражение (10), и на основании (16) рассчитываем значения  $|D(\varphi)|$ .

## 2. Расчет и анализ характеристик отражения звука

В соответствии с приведенными выше соотношениями на основе разработанного программного обеспечения [9] были выполнены расчеты частотных зависимостей  $|D(0^0)|$  в диапазоне волновых радиусов  $kR_1 = 0,95 \div 25,0$  при следующих физических параметрах оболочек и сред:

- 1) оболочки – сталь:  $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $\mu = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ ;  $c_1 = 5940 \text{ М/с}$ ;  $c_2 = 3220 \text{ М/с}$ ;
- 2) промежуточная область II – вода:  $\rho_0 = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_0 = 1500 \text{ М/с}$  или воздух:  $\rho_0 = 1 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_0 = 340 \text{ М/с}$ ; наружная область III – вода.
- 3)  $h_1 = (R_2 - R_1)/R_1$ ;  $h_2 = (R_4 - R_3)/R_3$  – относительные толщины оболочек;  $R_3 = 0,7R_1$ .

Результаты выполненных расчетов позволили проанализировать физические явления, связанные с возникновением периферических волн, которые могут распространяться как в виде упругих волн типа Лэмба в материале оболочки, так и в виде волн типа Шолте-Стоунли в жидкости. При распространении таких волн по замкнутому контуру оболочки может укладываться целое число длин их полуволн и происходит согласование фаз в точке  $\varphi = 0^0$ , что приводит к резонансам амплитуд отраженного сигнала.

На рис. 2-4 представлены частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала  $20 \lg |D(0^0)|$ , дБ для оболочки, заполненной воздухом или водой, при  $h_1 = 0,0006; 0,002; 0,012$ .

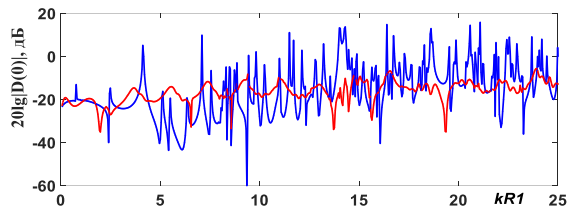


Рис. 2. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от внешней оболочки при  $h_1 = 0,0006$ .

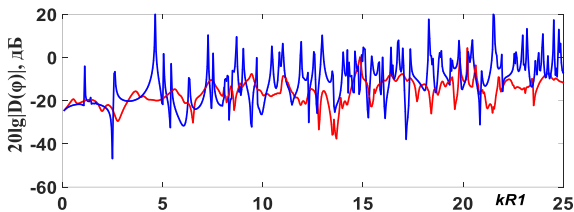


Рис. 3. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от внешней оболочки при  $h_1 = 0,002$ .

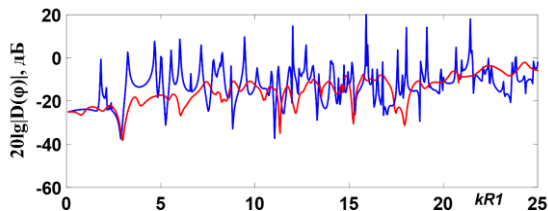


Рис. 4. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от внешней оболочки при  $h_1 = 0,012$ .

При  $kR_1 < 1-2$  (длина падающей звуковой волны  $\lambda_0$  ( $\lambda_0 = c_0/f$ ) больше, чем  $2R_1$ ) для всех рассмотренных значений  $h_1$  указанные резонансы совпадений отсутствуют. Жидкий наполнитель способствует большей изрезанности частотных зависимостей, одной из возможных причин которой можно считать формирование во внутренней области рефрагированных волн. Превышения уровней сигналов, отраженных от оболочки с жидкостью, от соответствующих уровней для воздухонаполненной оболочки наиболее существенны при  $h_1 \geq 0,012$  в диапазоне  $2 < kR_1 < 7$  ( $R_1 < \lambda_0 < 3R_1$ ) и составляя в среднем до 10 дБ (см. Рис.4). При меньших значениях  $h_1$  такие превышения в среднем по диапазону  $kR_1 > 7$  составляют порядка 5 дБ, а на более низких частотах-практически отсутствуют (см. Рис.2,3).

Возрастание жесткости оболочки при  $h_1 \geq 0,012$  способствует сближению уровней  $|D(0^0)|$  для обоих вариантов заполнения, за исключением отдельных резонансных пиков при жидком наполнителе, что свидетельствует о более высокой вероятности фазовых согласований сигналов этом случае. Однозначная идентификация физической природы резонансов амплитуд отраженного сигнала осложняется тем, что значения резонансных частот связаны с фазовыми скоростями рассматриваемых упругих волн, обладающими дисперсией [14,18,19], а также влиянием присоединенной массы жидкости.

На рис. 5-8 представлены частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала  $20lg|D(0^0)|$ , дБ от двухслойной оболочки для:  $h_1 = 0,0006; 0,0012;$

$0,002; 0,012;$  —  $h_2 = 0,003;$  —  $h_2 = 0,008;$  —  $h_2 = 0,02$ . Черная кривая - внутренняя оболочка отсутствует.

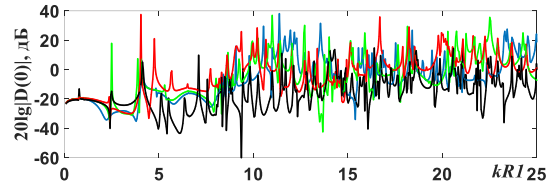


Рис. 5. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от двухслойной оболочки при  $h_1 = 0,0006$ .

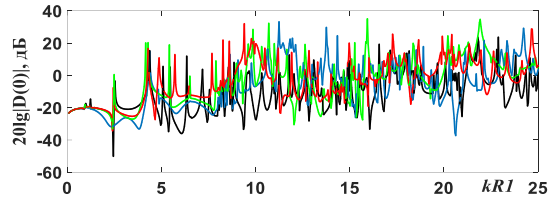


Рис. 6. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от двухслойной оболочки при  $h_1 = 0,0012$ .

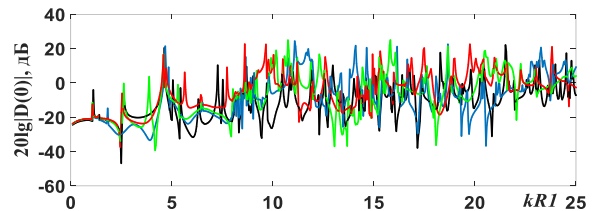


Рис. 7. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от двухслойной оболочки при  $h_1 = 0,002$ .

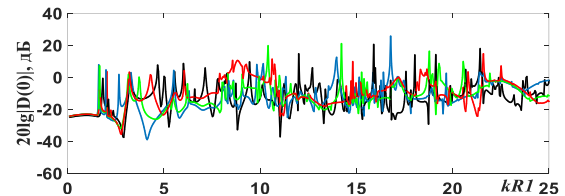


Рис. 8. Частотные зависимости уровней модулей отраженного сигнала от двухслойной оболочки при  $h_1 = 0,012$ .

При  $h_1 = 0,0006$  (см. Рис.5) указанные резонансы наблюдаются для  $kR_1 = 2,5; 4; 5; 6$ , а начиная с  $kR_1 \approx 7$  ( $2R_3 / \lambda_0 \approx 1,5$ ) их плотность существенно возрастает. Средние по диапазону значения уровней  $|D(0^0)|$  на  $\sim 10-20$  дБ превосходят соответствующие значения для внешней оболочки, заполненной водой. Возрастание уровней отраженного сигнала с ростом  $h_2$  наиболее существенно проявляется при  $h_1 < 0,0012$  (см. Рис.5 и 6)

С увеличением относительной толщины внешней оболочки (уменьшением ее деформируемости) амплитудные значения резонансов уменьшаются в среднем от:  $\sim 25$  дБ (см. Рис.6) до  $\sim 15$  дБ (см. Рис.8). Снижение резонансных значений особенно заметно при  $h_2 = 0,02$  в диапазоне  $kR_1 > 12$  (см. Рис.8), что может быть вызвано увеличением жесткости внутренней оболочки.

В целом, различия в уровнях  $|D(0^0)|$ , обусловленные толщиной внутренней оболочки, с

возрастанием  $h_1$  уменьшаются в среднем от: ~17 дБ (см. Рис.5) до ~5-10 дБ (см. Рис.8).

### Заключение

Основным результатом выполненной работы является получение строгого решения задачи отражения звука от изотропной цилиндрической оболочки, заполненной газом, жидкостью или содержащей внутри упругую оболочку меньшего диаметра. Решение получено на основе принципов динамической теории упругости и формулирования граничных условий на поверхностях контакта оболочек с различными средами. Вычислены и

проанализированы частотные зависимости уровней модулей отраженного стационарного сигнала от такой оболочки. Установлены диапазоны волновых размеров и относительных толщин оболочек, в которых наблюдаются наиболее существенное влияние типа заполнителя на характеристики отражения звука. Отмечена возможная физическая природа резонансов амплитуд отраженного сигнала при различных вариантах заполнения цилиндрической оболочки.

### Литература

1. Ильменков С.Л. Рассеяние стационарного звукового сигнала системой вязкоупругих цилиндрических слоев. Сборник трудов Военно-морского политехнического института «Неделя военной науки». СПб., изд.: ВМПИ, 2016, с.228-233.
2. Ильменков С.Л. Решение задачи рассеяния стационарного и импульсного звуковых сигналов на многослойной изотропной цилиндрической оболочке. Вестник Воронежского государственного университета. Серия Физика. Математика. Воронеж, изд. ВГУ, 2018, №2, с.28-38.
3. Ильменков С.Л. Строгое решение задачи дифракции звука на системе упругих и вязкоупругих цилиндрических слоев. Морские интеллектуальные технологии. СПб, изд. НИЦ «Моринтех», №1(35), Т.1, 2017, с.60-66.
4. Клещёв А.А., Ключкин И.И. Основы гидроакустики. Л., изд. «Судостроение», 1987, 224 с.
5. Шендеров Е.Л. Излучение и рассеяние звука. Л., изд. «Судостроение», 1989, 301 с.
6. Клещёв А.А. Гидроакустические рассеиватели. СПб, изд. «Прима», 2011, 267 с.
7. Клещёв А.А. Рассеяние звука упругой сжатой сфероидальной оболочкой. Акустический журнал, 1975, Т.24, №6, с. 938-940.
8. Kleshchev A.A. Against phase velocities of elastic waves in thin transversely isotropic cylindrical shell. Open Journal of Acoustics, 2013, V.3, №3, p.67–71.
9. Ильменков С.Л. Расчет угловых и частотных характеристик рассеяния звука на системе упругих и вязкоупругих цилиндрических слоев. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017616815, 2017.
10. Хенл Х., Мауэ А., Вестпфаль К. Теория дифракции. М., изд. «Мир», 1964, 424 с.
11. Клещев А.А. Гидроакустические рассеиватели. СПб, изд. «Судостроение», 1992, 248 с.
12. Клещев А.А. Дифракция и распространение волн в упругих средах и телах. СПб, изд. «Влас», 2002, 156 с.
13. Клещев А.А. Дифракция, излучение и распространение упругих волн. СПб, изд. «Профпринт», 2006, 160 с.
14. Ильменков С.Л. Метод расчета фазовых скоростей трехмерных изгибных волн различных мод в изотропной цилиндрической оболочке, контактирующей с жидкостью. Вестник Воронежского государственного университета. Серия Физика. Математика. Воронеж, изд. ВГУ, 2018, №2, с.29-37.
15. Векслер Н. Д. Выделение резонансов в задачах рассеяния акустических волн упругими оболочками. Акустический журнал, 1992, Т.38, №3, с. 421-426.
16. Владимиров В. С. Уравнения математической физики. М., изд «Наука», 1976, 512 с.
17. Ильменков С.Л. Развитие методов решения граничных задач гидроакустики. СПб, изд. СПбГМТУ, 2020, 190 с.
18. Ильменков С.Л. Вычисление фазовых скоростей трехмерных изгибных волн в цилиндрической оболочке, заполненной жидкостью. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017616453, 2017.
19. Ильменков С.Л., Клещев А.А. Влияние заполнения цилиндрических оболочек на фазовые скорости трёхмерных изгибных волн. Сборник трудов XXII-й сессии Российского акустического общества. М., изд. «ГЕОС», 2010, Т. 4, с. 239-242.

### References

1. Il'menkov S.L. Rasseyanie stacionarnogo zvukovogo signala sistemoy vyazkouprugih cilindricheskih sloev [Scattering of a stationary sound signal by a system of viscoelastic cylindrical layers]: Sbornik trudov Voenno-morskogo politekhnicheskogo instituta «Nedelya voennoj nauki». SPb.,izd. «VMPI», 2016, s.228-233.
2. Il'menkov S.L. Reshenie zadachi rasseyaniya stacionarnogo i impul'nogo zvukovyh signalov na mnogo-slojnoj izotropnoj cilindricheskoj obolochke [Solution of the problem of scattering stationary and pulsed sound signals on a multilayer isotropic cylindrical shell]: Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Fizika. Matematika, 2018, №2, s.28-38.
3. Il'menkov S.L. Strogoe reshenie zadachi difrakcii zvuka na sisteme uprugih i vyazkouprugih cilindricheskih sloev [Rigorous solution of the sound diffraction problem on a system of elastic and viscoelastic cylindrical layers]: Morskie intellektual'nye tekhnologii, №1(35), V.1, 2017, s.60-66.
4. Kleshchev A.A., Klyukin I.I. Osnovy gidroakustiki [Basics of hydroacoustics]. L.,izd. «Sudostroenie»,1987, 224 s.
5. Shenderov E.L. Izluchenie i rasseyanie zvuka [Sound's emission and scattering]. L.,izd. «Sudostroenie»,1989, 301 s.

6. Kleshchev A.A. Gidroakusticheskie rasseivateli [Hydroacoustic scatterers]. SPb, izd. «Prima», Vtoroe izdanie, 2011, 267 s.
7. Kleshchev A.A. Rasseyanie zvuka uprugoj szhatoj sferoidal'noj obolochkoj [Sound scattering by an elastic compressed spheroidal shell]: Akusticheskij zhurnal, 1975, V.24, №6, s. 938-940.
8. Kleshchev A.A. Against phase velocities of elastic waves in thin transversely isotropic cylindrical shell: Open Journal of Acoustics, 2013, V.3, №3, p.67–71.
9. Il'menkov S.L. Raschet uglovyyh i chastotnykh harakteristik rasseyaniya zvuka na sisteme uprugih i vyaz-kouprugih cilindricheskikh sloev [Calculation of angular and frequency sound scattering characteristics on a system of elastic and viscoelastic cylindrical layers]. Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlya EVM, № 2017616815, 2017.
10. Henl H., Maue A., Vestpfal' K. Teoriya difrakcii [Diffraction theory]. M., izd. «Mir», 1964, 424 s.
11. Kleshchev A.A. Gidroakusticheskie rasseivateli [Hydroacoustic scatterers]. SPb, izd. «Sudostroenie», 1992, 248 s.
12. Kleshchev A.A. Difrakciya i rasprostranenie voln v uprugih sredah i telah [Diffraction and propagation of waves in elastic media and bodies]. SPb, izd. «Vlas», 2002, 156 s.
13. Kleshchev A.A. Difrakciya, izluchenie i rasprostranenie uprugih voln [Diffraction, radiation and propagation of elastic waves]. SPb, izd. «Profprint», 2006, 160 s.
14. Il'menkov S.L. Metod rascheta fazovykh skorostej trekhmernykh izgibnykh voln razlichnykh mod v izotropnoj cilindricheskoj obolochke, kontaktiruyushchej s zhidkost'yu [A method for calculating the phase velocities of three-dimensional bending waves of various modes in an isotropic cylindrical shell in contact with a liquid]: Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Fizika. Matematika. 2018, №2, s.29-37.
15. Veksler N. D. Vydelenie rezonansov v zadachah rasseyaniya akusticheskikh voln uprugimi obolochkami [Determination of resonances in acoustic wave scattering problems by elastic shells]: Akusticheskij zhurnal, 1992, V.38, №3, s. 421-426.
16. Vladimirov V. S. Uravneniya matematicheskoy fiziki [Mathematical physics equations]. M., izd. «Nauka», 1976, 512 s.
17. Il'menkov S.L. Razvitie metodov resheniya granichnykh zadach gidroakustiki [Development of methods for solving boundary problems of hydroacoustics]. SPb, izd. SPbGMTU, 2020, 190 s.
18. Il'menkov S.L. Vychislenie fazovykh skorostej trekhmernykh izgibnykh voln v cilindricheskoj obolochke, zapolnennoj zhidkost'yu [Calculation of phase velocities of three-dimensional bending waves in a cylindrical shell filled with liquid]. Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlya EVM, № 2017616453, 2017.
19. Il'menkov S.L., Kleshchev A.A. Vliyanie zapolneniya cilindricheskikh obolochek na fazovye skorosti tryohmernykh izgibnykh voln [The effect of filling cylindrical shells on the phase velocities of three-dimensional bending waves]: Sbornik trudov XXII sessii Rossijskogo akusticheskogo obshchestva. M., izd. «GEOS», 2010, T.4. s. 239-242.

**Конфликт интересов**

Не указан.

**Рецензия**

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

**Conflict of Interest**

None declared.

**Review**

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR**

**Ильменков Сергей Львович**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры судовой автоматизации и измерений, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская,3, e-mail: sl\_ilmenkov@mail.ru

**Sergey L. Ilmenkov**, Dr. Sci. (Eng), associate Professor, Professor of Department of marine automation and measurement, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: sl\_ilmenkov@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.05.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 12.11.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 18.11.2023.



Научный журнал ВАК и WEB of SCIENCE  
«МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

ISSN 2588-0233, ISSN № 2073-7173  
190121 г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская д.3  
e-mail: mit-journal@mail.ru http://morintex.ru

**ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ АВТОРОВ  
НАУЧНОГО ЖУРНАЛА  
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

Для публикации статьи необходимо представление перечисленных ниже документов:

1. Сопроводительное письмо авторов
2. Электронная версия статьи в WORD и PDF, подготовленная в соответствии с требованиями к оформлению статей – публичная оферта и инструкция размещены на сайте [www.morintex.ru](http://www.morintex.ru)
3. Акт экспертизы на открытую публикацию (при необходимости)
4. Лицензионный договор и акт к нему от каждого из авторов
5. Рубрикатор в WORD.

Перечисленные документы (кроме акта экспертизы) должны быть переданы в редакцию по электронной почте по адресу [mit-journal@mail.ru](mailto:mit-journal@mail.ru) (поэтому же адресу осуществляется текущая переписка с редакцией).

**Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта <http://morintex.ru> из раздела «для авторов».**

**На страницах журнала публикуются НОВЫЕ научные разработки, новые результаты исследований, новые методы, методики и технологии в области кораблестроения, информатики, вычислительной техники и управления. Это является основным требованием к статьям.**

Каждая статья, принятая редколлегией для рассмотрения, проходит также внутреннюю процедуру рецензирования. По результатам рецензирования статья может быть либо отклонена, либо отослана автору на доработку, либо принята к публикации. Рецензентом должен быть специалист по профилю статьи с ученой степенью не ниже кандидата наук.

Редколлегия не вступает с авторами в обсуждение соответствия их статей тематике журнала.

**Плата с аспиранта в случае, если он является единственным автором, за публикацию статьи не взимается.**

**Стоимость публикации 16500 рублей по выставяемому по запросу счету.**

Авторы несут ответственность за содержание статьи и за сам факт ее публикации. Редакция журнала не несет ответственности за возможный ущерб, вызванный публикацией статьи. Если публикация статьи повлекла нарушение чьих-либо прав или общепринятых норм научной этики, то редакция журнала вправе изъять опубликованную статью.

**Главный редактор научного журнала  
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

**д.т.н. проф. Никитин Н.В.**

**Есть на складе издательства НИЦ МОРИНТЕХ**

**Гайкович А.И. Основы теории проектирования сложных технических систем, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2001, 432 стр.**

Монография посвящена проблеме проектирования больших разнокомпонентных технических систем. Изложение ведется с позиций системного анализа и достижений прикладной математики и информатики.

Есть в продаже: **цена 420 руб. + пересылка**

**Караев Р.Н., Разуваев В.Н., Фрумен А.И., Техника и технология подводного обслуживания морских нефтегазовых сооружений. Учебник для вузов, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2012, 352 стр.**

В книге исследуется роль подводно-технического обслуживания в освоении морских нефтегазовых месторождений. Приводится классификация подводного инженерно-технического обслуживания морских нефтепромыслов по видам работ.

Изложены основные принципы формирования комплексной системы подводно-технического обслуживания морских нефтепромыслов, включающей использование водолазной техники, глубоководных водолазных комплексов и подводных аппаратов.

Есть в продаже: **цена 1500 руб. + пересылка**

**Шауб П.А. Качка поврежденного корабля в условиях морского волнения, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 144 стр.**

Монография посвящена исследованию параметров бортовой качки поврежденного корабля, судна с частично затопленными отсеками в условиях морского волнения. Выведена система дифференциальных уравнений качки поврежденного корабля с учетом нелинейности диаграммы статической остойчивости, начального угла крена, затопленных отсеков III категории.

Книга предназначена для специалистов в области теории корабля, а также может быть полезной для аспирантов, инженеров и проектировщиков, работающих в судостроительной области, занимающихся эксплуатацией корабля, судна.

Есть в продаже: **цена 350 руб. + пересылка**

**Гидродинамика малопогруженных движителей: Сборник статей, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 224 стр.**

В сборнике излагаются результаты исследований гидродинамических характеристик частично погруженных гребных винтов и экспериментальные данные, полученные в кавитационном бассейне ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова в 1967–2004 гг. его эксплуатации при отработке методик проведения испытаний на штатных установках.

Есть в продаже: **цена 250 руб. + пересылка**

**Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов т. 1, 2, СПб., НИЦ МОРИНТЕХ, 2014**

Монография посвящена теории проектирования водоизмещающих кораблей и судов традиционной гидродинамической схемы. Методологической основой излагаемой теории являются системный анализ и математическое программирование (оптимизация).

Есть в продаже: **цена 2-х т. 2700 рублей + пересылка**

**Скорыходов Д.А., Турусов С.Н. Теория систем автоматического управления техническими средствами кораблей. Курс лекций – СПб.: НИЦ «Моринтех», 2022. 300 стр.**

В курсе лекций рассматриваются основные вопросы теории систем автоматического управления линейных, нелинейных, импульсных, цифровых, адаптивных и оптимальных, основанных на дифференциальных уравнениях и передаточных функциях, способствующих физическому пониманию процессов, происходящих в системах автоматического управления, для дальнейшего усвоения особенностей применения матричных уравнений для исследования устойчивости и качества современных цифровых систем автоматического управления.

Есть в продаже: **цена 1800 руб. + пересылка**