

4 Hz | 86 Hz | 170 Hz | 340 Hz | 679 Hz | 1.3 kHz | 2.6 kHz | 5.1 kHz | 10.1 kHz | 20 kHz

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

ISSN 2073-7173 (print) 011010101000011011100011001001001011001100110001011010010010001010101

ISSN 2588-0233 (on line) 1001000101110010011100101010011001001100011001010010101001101001001010

10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100100101011110100110

00101001011001100100110010011101100111000100110010010010101000011100110010011100010110100100100

001101010011010010000101101001010100010010000111110011001100110101011001110000001110010100101

11011100110010101111001010100101001101001110001011001010011001010111100101011100101101001010

00001110101001111000101011001000111001101101001001101101100110010101001110010100110010011001

11001100011100100110001010010100111101010101000001010101000110101110011001000111001010010010100

001010011100110100111100010100101011101010010000101100011001100101011000101011001101001010010



№ 4 (50) Т.3 2020
4 PART 3 2020



Труды
Санкт-Петербургского
государственного морского технического университета



МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 4 том 3 2020 Сквозной номер 50

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.

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

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 и в международную реферативную базу данных Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI).

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта 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 включает: публикацию в журнале, электронное издание журнала, размещение в научной электронной библиотеке E-library и в Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI). Для аспирантов публикации бесплатно.

Подписной индекс 99366 в объединенном каталоге «Пресса России».

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

Соответствие рубрик в научном журнале «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» номенклатуре научных специальностей ВАК, по которым присуждаются ученые степени

Шифр	Отрасль науки, группа специальностей	по которым присуждается ученая степень
05.08.00	Кораблестроение	
05.08.01	Теория корабля и строительная механика	Технические
05.08.03	Проектирование и конструкция судов	Технические
05.08.04	Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства	Технические, экономические
05.08.05	Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)	Технические
05.08.06	Физические поля корабля, океана, атмосферы и их взаимодействие	Технические, Физико-математические
05.13.00	Информатика, вычислительная техника и управление	
05.13.01	Системный анализ, управление и обработка информации	Технические, Физико-математические
05.13.06	Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (по отраслям)	Технические
05.13.10	Управление в социальных и экономических системах	Технические
05.13.11	Математическое и программное обеспечение вычислительных машин, комплексов и компьютерных сетей	Технические, Физико-математические
05.13.12	Системы автоматизации проектирования	Технические, Физико-математические
05.13.17	Теоретические основы информатики	Технические, Физико-математические
05.13.18	Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ	Технические, Физико-математические

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

бесплатный звонок по России 8 800 201 3897

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», 2020



ISSN 2073-7173

ISSN 2588-0233

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 4 part 3 2020 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).

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:

- Ship Building,
- Theory of Ship and Structures,
- Ship Designing and Structure,
- Technology of Ship Building,
- Ship Repair and Organization of Shipbuilding Production,
- Ship Power Plants and Their Elements (Main and Auxiliary),
- Physical Fields of Ship, Ocean, Atmosphere and Their Interaction); Information Science,
- Computer Engineering and Control System Analysis,
- Control and Processing of Information,
- Automation and Control of Processes and Productions,
- Control in Social and Economic Systems,
- Software for Computers,
- Complexes and Computer Networks,
- Designing Automation Systems,
- Foundations of Information Science,
- Mathematical Modelling, Numerical Procedures and Software Systems.

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)

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

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, 2020



ISSN 2073-7173

ISSN 2588-0233

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

www.morintex.ru

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

Главный редактор:

Н.В. Никитин, д.т.н., профессор

Редакционная коллегия

Заместители главного редактора

А.И. Гайкович, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

Д.А. Скороходов, д.т.н., профессор, Институт проблем транспорта РАН, Санкт-Петербург

А.И. Фрумен, к.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

П.А. Шауб, д.т.н., профессор, Центр технологии судостроения и судоремонта, Санкт-Петербург

Члены Редколлегии

А.В. Алексеев, д.т.н., профессор Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

Р.В. Борисов, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

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

А.Ш. Готман, д.т.н., профессор, Сибирский государственный университет водного транспорта, Новосибирск

А.Н. Дядик, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

В.А. Евтеев, д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация, Санкт-Петербург

Ю.И. Нечаев, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

Ф.Ф. Легуша, д.ф.-м.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

В.В. Родионов, к.т.н, с.н.с., ЗАО «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

Сопредседатели

И.Г. Захаров, д.т.н., профессор, заместитель генерального директора ЦМКБ «Алмаз», Санкт-Петербург

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

А.И. Гайкович, д.т.н., профессор, генеральный директор, НИЦ "МОРИНТЕХ», Санкт-Петербург

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., исполнительный директор, 51 ЦКТИ судоремонта, Санкт-Петербург

Д.В. Никущенко, д.т.н., проректор по научной работе, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 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, референт генерального директора, ФГУП «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

С.П. Столяров, к.т.н., профессор, декан факультета корабельной энергетики и автоматики, Санкт-Петербургский государственный морской

технический университет, Санкт-Петербург



ISSN 2073-7173
ISSN 2588-0233

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

A.I. Gaykovich, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
D.A. Skorokhodov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Institute of Transportation Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia

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

P.A. Shaub, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Shipbuilding & Shiprepair Technology Center, St. Petersburg, Russia

Members of Editorial Staff

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

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

Yu.A. Vlasov, Cand. Sci. (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

A.Sh. Gotman, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Siberia State University of water transport, Novosibirsk, Russia

A.N. Dyadik, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

V.A. Evteev, Dr. Sci. (Eng.), United Shipbuilding Corporation, St. Petersburg, Russia

F.F. Legusha, Dr. Sci. (Phys. & Math.), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russia

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

V.V. Rodionov, Cand. Sci. (Eng), Senior Research Scientist, CJSC "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

Co-chairmen

I.G. Zakharov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice-CEO ZMKB "Almaz", St. Petersburg, Russia

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

A.I. Gajkovich, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO, Research Centre "Marine Intelligent Technologies", St. Petersburg, Russia

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

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

D.V. Nikushchenko, Dr. Sci. (Eng.), Vice-Rector for Research, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 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, Assistant Director General, 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

S.P. Stoljarov, Cand. Sci. (Eng), Professor, Dean of the Faculty of naval power and automation, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia



51 центральный конструкторско-технологический институт судоремонта

Санкт-Петербург
190000, Английская наб., д. 38
Тел./факс: (812) 315 4945

Санкт-Петербург, Ломоносов
198412, ул. Михайловская, д. 14
Тел./факс: (812) 423 1600

Выполнение функций проектанта по более чем 120 проектам кораблей и судов ВМФ иностранной постройки.

Разработка технической документации для обеспечения модернизации, ремонта и сервисного обслуживания кораблей и судов ВМФ.

Разработка документов по стандартизации (ГОСТ РВ, ОСТВ и др.).

Сбор и хранение копий технических условий на продукцию, разработанную по заказам Минобороны России и поставка их исполнителям ГОЗ.





ТРУДЫ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
МОРСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

СОДЕРЖАНИЕ

стр

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Родионов А.А., Карпенко Е.А. Исследование динамического процесса удара круговых цилиндров об абсолютно жесткую преграду.....	11
Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при поперечной качке судна на мелководье.....	18
Манухин В.А. О локальных напряжениях в киле при постановке судна в док.....	28
Ливеринова М.А., Тряскин Н.В. Численное определение гидродинамических характеристик крыла, движущегося под свободной поверхностью.....	32
Борисов Р.В., Кутейников М.А., Лузянин А.А., Самойлов В.Р. Учет предложений ИМО при разработке новых требований Российского Морского регистра судоходства к остойчивости судов...	39
Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. Влияние удлинения энергосберегающих крыльевых элементов, установленных на днище судна, на спектральные плотности продольной качки на нерегулярном волнении.....	45
Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. К вопросу об уменьшении относительного перемещения носовой оконечности судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном волнении.....	52
Али Рами, Тряскин Н.В. Изучение влияния относительного взаимного расположения двух движущихся параллельно судов на их гидродинамические характеристики.....	59
Сазонов К.Е., Симакина А.А. К вопросу об оценке размеров ледяного нагромождения перед препятствием.....	66
Коршунов В.А, Петров О.Н., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение методов анализа данных к результатам работы системы мониторинга состояния морского инженерного сооружения.....	73
Коршунов В.А, Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Исследование процессов буксировки айсберга на основе конечномерных моделей сплошных сред.....	82
Коршунов В.А, Пономарев Д.А., Родионов А.А. Анализ предельных состояний судовых валов из ПКМ с помощью численных моделей.....	89

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ

Одегова О.В., Суслов А.Н. Совершенствование программного обеспечения для расчетов параметров безопасного мореплавания.....	97
Апалько Т.А., Най Мьо Хлаинг Уравнение вместимости буксира для Республики Мьянма.....	102

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Румб В.К. Вероятностное обоснование минимального запаса прочности при расчете деталей судовых машин и механизмов на выносливость.....	110
Галушин С.Я., Шаманов Д.Н. Система управления контурами рециркуляции водорода и кислорода электроэнергетической установки на базе электрохимического генератора.....	116
Кожемякин В.В., Иванов Р.А., Игнатьева Е.С. Расчетно-теоретическое исследование работы блока инжекторов.....	123
Румб В.К. Прогнозирование долговечности деталей судовых машин и механизмов по критерию усталости материала.....	127
Аполлова А.В., Русаков Е.С., Шаманов Д.Н., Кожемякин В.В. Анализ работоспособности двух систем пассивного отвода тепла со струйными аппаратами для реакторных установок.....	134
Минасян М.А, Минасян А.М., Лэ Хи Ха Вывод зависимости крутящего момента от угла поворота полумуфт канатногиперболической муфты «tamsar».....	140
Кудинович И.В. Интегральные водоохлаждаемые реакторы с пароконденсатным циклом и естественной циркуляцией теплоносителя для объектов морской техники.....	146
Титова Ю.Ф., Яковлев С.Н. Расчет частоты собственных колебаний полиуретановых амортизаторов, применяемых в судостроении.....	152

ФИЗИЧЕСКИЕ ПОЛЯ КОРАБЛЯ, ОКЕАНА, АТМОСФЕРЫ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ

Клещёв А.А., Колыхалин В.М., Лебедев Г.А., Майоров В.С., Попков В.С., Троицкий А.В. Оценка объёма нефтепродуктов в резервуарах методом измерения акустической интенсивности.....	158
Легуша Ф.Ф., Григорьева Н.С., Лукьянов В.Д., Разрезова К.В., Троицкий А.В. Исследования режимов возбуждения термоакустических излучателей звука – термофонов.....	164
Маламанов С.Ю., Павловский В.А. Численное моделирование магнитного поля, индуцированного колебательным движением заряженного шара.....	169

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ, УПРАВЛЕНИЕ И ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ

Егоров С.Б., Горбачев Р.И. Вероятностная характеристика обнаружения и порог чувствительности обнаружителя шумового сигнала с селектором выбросов по длительности.....	176
--	-----

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ

Баранец И.В., Бобков А.Д., Гайдукова Л.В., Краснов А.В., Легуша Ф.Ф., Пугачев С.И., Рытов Е.Ю. Влияние технологии отверждения на морфологию и физические характеристики эпоксидного клея ДМ-5-65.....	184
--	-----

УПРАВЛЕНИЕ В СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Голованова О.В., Солдатов А.А., Солдатов А.В., Ипатова Л.П. Социологический мониторинг профориентационных предпочтений будущих абитуриентов как элемент управления формированием инфраструктуры судостроительного образования.....	189
---	-----

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ И КОМПЛЕКСЫ ПРОГРАММ

Павловский В.А., Никущенко Д.В. Турбулентное течение в шероховатых трубах.....	195
Павловский В.А. Поправка на нестационарность гидродинамических полей в реологическом соотношении жидкости.....	202

CONTENTS	page
THEORY OF SHIP AND STRUCTURES	
Alexander A. Rodionov, Evgeniya A. Karpenko Research on the dynamics of impact of elastic-plastic cylindrical rod against an absolutely rigid barrier.....	11
Viktoriya Yu. Semenova, Danil A. Al'baev The determination of nonlinear forces of the second order during the laterale motions of the ship in shallow water.....	18
Vadim A. Manukhin Local stresses in the keel when the ship is docked.....	28
Mariya A. Liverinova, Nikita V. Tryaskin Numerical determination of hydrodynamic characteristics of a submerged airfoil.....	32
Rudol'f V. Borisov, Michail A. Kuteynikov, Aleksandr A. Luzianin, Vladimir R. Samoilov Consideration of IMO proposals when developing new requirements of the Russian Maritime Register of Shipping to the stability of ship.....	39
Zin Min Htet., Kirill V. Rozhdestvensky Influence of the aspect ratio of energy-saving wing elements fitted on the ship bottom upon spectral densities of longitudinal motions in irregular waves.....	45
Zin Min Htet., Kirill V. Rozhdestvensky On the issue of reduction of relative motion of the bow for a ship with energy-saving wing elements in headwind waves.....	52
Ali Rami, Nikita V. Tryaskin Study the influence of the relative position of two vessels moving in parallel on their hydrodynamic characteristics.....	59
Kirill E. Sazonov, Aleksandra A. Simakina On the question of assessing the size of ice rubble pile in front of the obstacle.....	66
Vladimir A. Korshunov, Oleg N. Petrov, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Application of data analysis methods to the results of operation of the marine structure health monitor-ing system.....	73
Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Investigation of iceberg towing processes based on finite-dimensional models of continuous media.....	82
Vladimir A. Korshunov, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Analysis of the limit states of ship composite shafts using nu-merical models.....	89
SHIP DESIGNING AND STRUCTURE	
Olga V. Odegova, Alexander N. Suslov How to improve an onboard stability and strength calculations in intact and damage mode.....	97
Tatyana A. Apalko, Nay Myo Hlaing Tug capacity equation for the Republic of Myanmar.....	102
SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)	
Viktor K. Rumb Probability justification for a minimum margin of safety when calculating ship machine parts and endurance mechanisms.....	110
Sergey Ya. Galushin, Dmitry N. Shamanov Hydrogen and oxygen recirculation control system for an electric power plant based on an electrochemical generator.....	116
Vyacheslav V. Kozhemyakin, Roman A. Ivanov, Ekaterina S. Ignateva Computational and theoretical research work of the injector block.....	123
Viktor K. Rumb Predicting the durability of ship's machine parts and mechanisms on the criterion of material fatigue.....	127
Anastasia V. Apollova, Egor S. Rusakov, Dmitry N. Shamanov, Vyacheslav V. Kozhemyakin Performance analysis of two passive heat removal systems with jet devices for reactor installations.....	134
Minas A. Minasyan, Armen M. Minasyan, Hi H. Le Conclusion of the dependence of the torque on the angle of rotation of the half-couplings of the rope hyperbolic coupling «mamsar».....	140
Igor V. Kudinovich Marine integral water cooled reactors with steam-condensate process in the primary circuit.....	146
Yuliana F. Titova, Stanislav N. Yakovlev Calculation of the frequency of own oscillations of polyurethane shock absorbers used in shipbuilding.....	152

PHYSICAL FIELDS OF SHIP, OCEAN, ATMOSPHERE AND THEIR INTERACTION

Alexander A. Kleshchev, Vitaly M. Kolykhalin, German A. Lebedev, Vasily S. Mayorov, Sergey V. Popkov, Alexey V. Troitsky Estimation of the volume of oil products in tanks by measuring the acoustic intensity.....	158
Fedor F. Legusha, Natalie S. Grigorieva, Valeriy D. Lukyanov, Kseniya V. Razrezova, Aleksey V. Troitskiy Studies of excitation modes of thermoacoustic emitters of sound – of thermophones.....	164
Stepan Y. Malamanov, Valery A. Pavlovsky Numerical simulation of the magnetic field induced by the oscillatory motion of a charged ball.....	169

CONTROL AND PROCESSING OF INFORMATION

Stanislav B. Egorov, Roman I. Gorbachev. Detection probabilistic function and detector’s sensitivity threshold of the noise-like signal with time selection of emissions.....	176
--	-----

AUTOMATION AND CONTROL OF PROCESSES AND PRODUCTIONS

Irina V. Baranets, Aleksandr D. Bobkov, Ludmila V. Gaydukova, Aleksey V. Krasnov, Fedor F. Legusha, Sergey I. Pugachev, Evgeny Yu. Rytov Influence of curing technology on morphology and physical characteristics of epoxy glue DM-5-65.....	184
--	-----

CONTROL IN SOCIAL AND ECONOMIC SYSTEMS

Oksana V. Golovanova, Andrei A. Soldatov, Alexander V. Soldatov, Larisa P. Ipatova Sociological monitoring of vocational guidance preferences of future applicants as an element of management of the formation of the shipbuilding educational infrastructure.....	189
--	-----

MATHEMATICAL MODELLING, NUMERICAL PROCEDURES AND SOFTWARE SYSTEMS

Valery A. Pavlovsky, Dmitry V. Nikushchenko Turbulent flow in rough pipes.....	195
Valeriy A. Pavlovsky Correction for non-stationary of hydrodynamic fields in the rheological relationship of liquid.....	202

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

УДК 539.374:517.912

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.035

Исследование динамического процесса удара круговых цилиндров об абсолютно жесткую преграду

А.А. Родионов¹, Е.А. Карпенко¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье рассматривается один из аспектов ударного взаимодействия сталкивающихся объектов, который может реализовываться при экстремальных и аварийных ситуациях с судами и морскими инженерными сооружениями. Решается задача об ударе деформируемого цилиндрического стержня об абсолютно жесткую преграду. Построены уравнения для моделей удара, основанные на подходе Г. Тейлора и уравнениях динамики упругопластического стержня, учтены изменения поперечных сечений кругового цилиндра в процессе пластического деформирования. Разработаны алгоритмы расчета упругопластического деформирования круговых цилиндров для исследования динамического процесса удара об абсолютно жесткую преграду. Результаты расчетных исследований по рассматриваемым моделям сопоставляются между собой и сравниваются с имеющимися экспериментальными данными. Проанализированы конечные формы пластического деформирования цилиндров. Предложенная уточненная модель Г. Тейлора дает результаты, которые близки результатам решения уравнений динамики упругопластических стержней при ударе, а также хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: ударное взаимодействие, упругопластический цилиндрический стержень, абсолютно неупругий удар, модель удара Г. Тейлора, формы пластического деформирования.

Research on the dynamics of impact of elastic-plastic cylindrical rod against an absolutely rigid barrier

Alexander A. Rodionov¹, Evgeniya A. Karpenko¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article considers one of the aspects of impact interaction of colliding objects, which can be implemented in extreme and emergency situations with ships and offshore structures. The problem of impact of deformable cylindrical rod against absolutely rigid barrier is solved. Equations for impact models are built based on the approach of G. Taylor and the equations of the dynamics of the elastoplastic rod, changes in the cross sections of the circular cylinder during plastic deformation are taken into account. Algorithms have been developed for calculating elastoplastic deformation of cylindrical rod to study the dynamic process of impact on an absolutely rigid barrier. The results of the calculated studies on the models in question are compared with each other and compared with the available experimental data. Final modes of plastic deformation of cylinders are analyzed. The proposed refined model of G. Taylor gives results that are close to the results of solving the equations of dynamics of elastoplastic rods during impact, and are also well consistent with experimental data.

Keywords: impact interaction, elastoplastic cylindrical rod, absolutely inelastic impact, G. Taylor impact model, plastic deformation modes

Введение

Решение проблем аварийной прочности и экологической безопасности судов и морских инженерных сооружений за счет совершенствования конструктивной защиты предполагает привлечение математического аппарата, позволяющего моделировать интенсивные динамические процессы, в которых быстро развиваются пластические деформации. Расчетные процедуры при этом можно условно разделить на аналитические и численные. Под аналитическими здесь понимаются процедуры формирования системы дифференциальных уравнений процесса и последующего их решения. Если невозможно получить решение в явной форме функциональной зависимости, то привлекаются численные методы интегрирования. К численным процедурам относятся глобальные методы пространственно-временной дискретизации, наиболее характерным представителем которых является метод конечных элементов [1]. Более жесткие допущения требуются для аналитических процедур. Использование при реализации численных процедур мощной вычислительной

техники позволяет существенно уменьшить количество допущений и тем самым приблизиться к реальным физическим процессам [2], [3].

Однако далеко не во всех случаях целесообразно использовать громоздкие численные процедуры. Для частных задач, для исследования отдельных аспектов ударного взаимодействия и создания инженерных методик вполне оправданно применение аналитических подходов. Ниже рассматриваются упрощенные модели и методы расчета упругопластического деформирования круговых цилиндров при ударе об абсолютно жесткую преграду.

Для определения свойств материалов за пределом упругости используется анализ параметров пластического деформирования и формоизменения круговых цилиндров при соударении с жесткой преградой. По характеру деформирования этих ударников можно оценить нелинейные характеристики их материалов при интенсивных динамических нагрузках. Если имеются корректные математические модели динамики пластического деформирования цилиндрических ударников, то путём сопоставления расчётов по ним

с экспериментальными данными можно установить искомые нелинейные характеристики материалов. Поэтому разработка таких моделей и обоснование корректности их работы была и остаётся актуальной научно-прикладной задачей.

Первой моделью деформирования жестко-пластических цилиндров при ударе об абсолютно жесткую преграду была модель Г.Тейлора, приведенная в монографии В. Гольдсмита [4]. В данной модели не учитывались упругие деформации цилиндров и влияние скорости деформирования материала на предел упругости. Приведенное в монографии [4] решение строилось приближённо на основе энергетических соображений, оно частично согласуется с приведенными там же данными экспериментов.

В статье Н.А. Окулова [5] представлен аналитический метод построения точного решения данной задачи, использующий W-функции Ламберта. Алгоритм определения значений этих специальных функций достаточно сложен, что делает такой вид решения неудобным для прикладных инженерных расчётов.

Другой тип моделей представляет собой двух и трёхмерные модели пластического деформирования цилиндров при ударе, основанные на динамических уравнениях теории упругости и пластичности, решение которых строится численными методами. Модели такого типа представлены в монографии [6], расчёты по ним хорошо коррелируют с экспериментальными данными.

В данной статье предложены методы построения решений задачи удара упругопластических цилиндров об абсолютно жесткую преграду для обеих типов моделей.

Решение уравнений модели Г.Тейлора [4] осуществляется путём сведения их к системе дифференциальных уравнений относительно независимых переменных и её численного решения. На основе анализа исходных положений этой модели предложено уточнение одного из них, в результате чего усовершенствованный вариант модели показал лучшее соответствие с результатами эксперимента и расчётами по моделям второго типа.

В качестве модели второго типа используется одномерная модель удара упругопластического стержня с изменяющимися в процессе деформирования поперечными сечениями об абсолютно жесткую преграду. Рассматриваются различные варианты нелинейных свойств материала стержня при его деформировании: пластического течения с упрочнением и без него [7], а также зависимость предела текучести от скорости деформаций [8]. Численное решение строится на основе явных конечно-разностных методов теории упругости [9-11].

Приведено сравнение результатов расчётов для свинцовых, алюминиевых и стальных цилиндров с данными экспериментов [4, 7] и решением моделей первого типа, основанных на подходе Г. Тейлора [4], показавшее корректную работу предложенных моделей и целесообразность их использования для исследования свойств материалов и инженерных расчётов.

1. Метод решения уравнений модели Г. Тейлора

Рассматривается торцевой удар жестко-пластического кругового цилиндра радиуса R_0 , площадью S_0 и длиной L с начальной скоростью v_0 о недеформируемую плоскую преграду. Удар предполагается абсолютно неупругим, т.е. вся кинетическая энергия цилиндра поглощается при его пластическом деформировании, и в конце процесса соударения цилиндр останавливается. Схема деформации цилиндра представлена на рисунке 1.

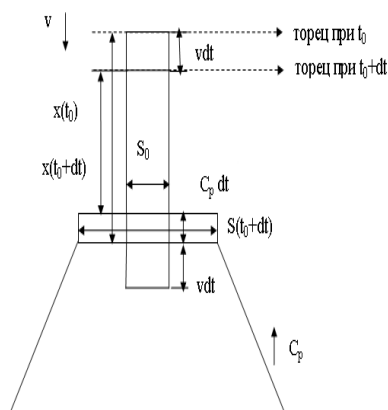


Рис. 1. Схема процесса движения и пластического деформирования цилиндра при ударе об абсолютно жесткую преграду

Характеристики материала цилиндра следующие: плотность ρ , предел текучести при сжатии σ_s , упрочнение отсутствует.

Введены следующие обозначения используемых в модели и характеризующих процесс удара величин: $h(t)$ — длина деформированной части стержня (цилиндра) или расстояние от фронта пластической деформации до преграды; $c_p(t)$ — абсолютная скорость распространения фронта пластической деформации; $x(t)$ — длина недеформированной части цилиндра, а $v(t)$ — её скорость, меняющаяся от v_0 до 0.

Эти величины связаны соотношениями (1-3):

Скорость зоны пластического деформирования:

$$\frac{dh}{dt} = c_p(t) \quad (1)$$

1) Скорость изменения недеформированной части цилиндра:

$$\frac{dx}{dt} = -(v + c_p) \quad (2)$$

2) Уравнение движения недеформированной части цилиндра (при этом деформированная часть находится в состоянии покоя):

$$\frac{dv}{dt} = \frac{-\sigma_s}{\rho \cdot x} \quad (3)$$

При выводе закона изменения площади сечения от S_0 до S , зависящего от $c_p(t)$ и $v(t)$ в данный момент

времени, используются соотношения (4) и (5), в предположении о несжимаемости материала цилиндрического стержня:

Закон сохранения массы.

$$S_0(v + c_p) = S c_p; \quad (4)$$

Закон сохранения импульса.

$$\rho S_0(v + c_p)v = \sigma_s(S - S_0) \quad (5)$$

В монографии [4] вывод решения системы уравнений (1) - (5) не приводится, за исключением выражений для конечного состояния процесса удара, а также зависимостей полной длины цилиндра и его деформированной части в момент остановки от начальной скорости удара.

Обозначая $a = \sqrt{\frac{\sigma_s}{\rho}}$, соотношения (4) - (5) и уравнение (2) преобразуются к виду (6 - 7):

$$(v + c_p) \cdot c_p = a^2 \quad (6)$$

$$\frac{dx}{dt} \cdot c_p = -a^2 \quad (7)$$

Задача исследования состояния параметров цилиндрического ударника сводится к решению системы дифференциальных уравнений относительно независимых переменных x и v (8) с начальными условиями (9):

$$\begin{cases} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + v \cdot \frac{dx}{dt} - a^2 = 0 \\ \frac{dv}{dt} \cdot x + a^2 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x(0) = L \\ v(0) = v_0 \end{cases} \quad (9)$$

Путем несложных алгебраических преобразований, система (8) приводится к стандартному виду (10).

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = \frac{-v \pm \sqrt{v^2 + 4a^2}}{2} \\ \frac{dv}{dt} = \frac{-a^2}{x} \end{cases} \quad (10)$$

В первом уравнении системы (10) знак «+» перед корнем необходимо отбросить, исходя из условия уменьшения недеформированной части цилиндра со временем. Поскольку это дифференциальное уравнение имеет трансцендентную компоненту, решение системы (10) затруднительно построить в аналитическом виде, но она легко решается численно любым из классических методов [8].

После нахождения функций v и x вычисляются функции h и c_p из условий (1) и (2):

$$\frac{dh}{dt} = c_p(t) = -\left(\frac{dx}{dt} + v\right) \quad (11)$$

Площадь деформированной части цилиндра $S(x)$ определяется из преобразованного условия (4):

$$S = -\frac{S_0}{c_p} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (12)$$

На рисунке 2 изображены графики конечного состояния свинцового цилиндрического ударника в зависимости от квадрата скорости соударения, отнесенной к величине a^2 . Точками на графике указаны результаты эксперимента, приведенные в [4]. Построенное численное решение практически совпадает с зависимостями, полученными Г. Тейлором [4], и имеет ту же погрешность по отношению к экспериментальным данным.

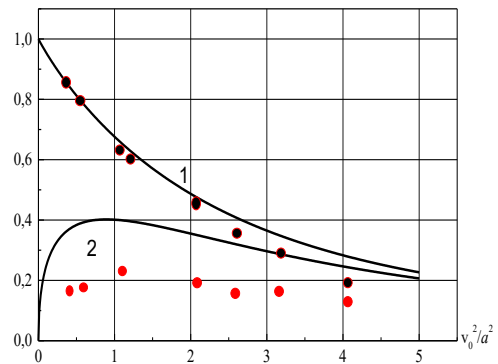


Рис.2. Отношение полной конечной длины цилиндра к его начальной длине L (линия 1), отношение деформированного участка цилиндра к L (линия 2)

2. Постановка задачи удара упругопластического стержня с деформируемыми поперечными сечениями об абсолютно жесткую преграду

Торцевой удар упругопластического стержня цилиндрической формы о недеформируемую плоскую преграду моделируется с помощью динамических уравнений теории упругости, учитывающих изменение площади поперечных сечений при пластическом деформировании. Используемая в модели диаграмма пластического течения без упрочнения материала стержня в одномерном случае приведена на рисунке 3.

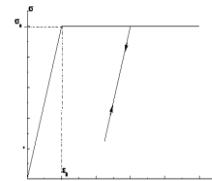


Рис. 3. Диаграмма σ - ϵ упругопластического материала стержня

На рисунке 4 изображена схема удара стержня. В модели используются следующие величины: $S(x,t)$ - площадь сечения стержня в процессе удара; S_0 - площадь недеформированных сечений стержня; $u(x,t)$ - продольные перемещения стержня в момент времени t относительно его недеформированного состояния; F - сила, приложенная к правому концу стержня в момент удара; v_0 - начальная скорость стержня; L - начальная длина стержня.

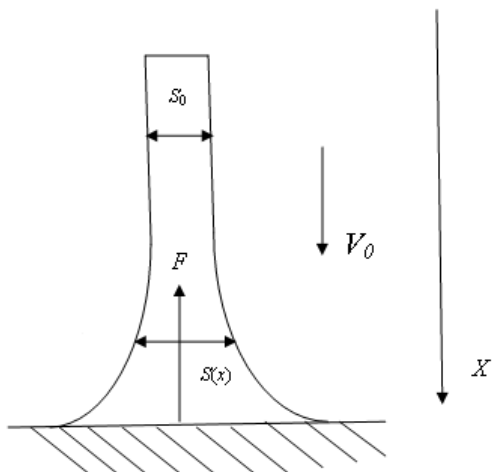


Рис. 4. Схема удара о преграду стержня с деформируемыми сечениями

Для свинца брались следующие значения:

$$E = 1,6 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \rho = 11340 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Начальные и граничные условия имеют вид (13):

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t}(x,0) = v_0 \\ u(x,0) = 0; u(L,t) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Деформации стержня, как функции продольных перемещений

$$\varepsilon(x,t) = \frac{\partial u(x,t)}{\partial x}. \quad (14)$$

Движение элементарного участка стержня длиной dx с массой $\rho S_0 dx$, определяется вторым законом Ньютона:

$$\rho \cdot S_0 dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial F}{\partial x} dx = \frac{\partial(\sigma \cdot S)}{\partial x} dx \quad (15)$$

Окончательный вид уравнения движения точек стержня с изменяющимися при деформировании сечениями (16):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{1}{\rho S_0} \frac{\partial}{\partial x} (\sigma S) \quad (16)$$

В статическом варианте вывод уравнений (16) приведен в монографии [9].

Уравнения движения стержня решались явным конечно-разностным методом с использованием схемы типа «крест» [9,11]: процесс времени удара от 0 до t разбивается на сетку с шагом τ . Для описания процесса деформирования стержня используется разбиение по пространственной координате x с шагом h .

Разностный вид деформаций i -го элемента стержня в момент времени k :

$$\varepsilon_i^k = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u_{i+1}^k - u_i^k}{h} \quad (17)$$

Закон изменения напряжений в i -м элементе стержня определяется по вычисленным деформациям ε_i^k из условий пластического течения материала [4]:

$$\sigma_i^k = \begin{cases} E \cdot (\varepsilon_i^k - \varepsilon_p), & |\varepsilon_i^k - \varepsilon_p| \leq \frac{\sigma_s}{E} \\ \sigma_s, & |\varepsilon_i^k - \varepsilon_p| > \frac{\sigma_s}{E} \end{cases} \quad (18)$$

где E – модуль Юнга, σ_s – предел текучести, ε_p – пластическая деформация элемента стержня.

В процессе деформирования элемента стержня изменение его площади поперечного сечения определяется из условия сохранения массы (в силу предположения о несжимаемости материала, сохранение массы элемента означает сохранение его объема в любой момент времени):

$$S_i(h + \Delta x) = V_0 \Rightarrow S_i = \frac{S_0 h}{h(1 + \varepsilon_i)} = \frac{S_0}{(1 + \varepsilon_i)}. \quad (19)$$

После определения значений напряжений и площадей поперечных сечений элементов стержня на k временном промежутке из разностного вида ускорения элемента стержня можно найти перемещения элементов стержня для следующего временного промежутка $k+1$:

$$u_i^{k+1} = 2u_i^k - u_i^{k-1} + \frac{\tau^2}{\rho h S_0} (\sigma_i^k S_i^k - \sigma_{i-1}^k S_{i-1}^k) \quad (20)$$

Используя численный алгоритм определения перемещений элементов стержня (17)-(20) можно найти перемещения стержня в любой момент времени процесса удара, вплоть до полной остановки цилиндра.

3. Результаты численного решения задачи. Сравнение с данными эксперимента и решением по модели Г. Тейлора

На рисунке 5 показаны результаты численного расчёта деформирования свинцовых цилиндров при ударе с различными скоростями по представленной численной схеме (линии 1 и 2) и модели Г. Тейлора (линии 3 и 4). Точками отмечены результаты эксперимента для свинцовых ударников, приведенные в [4]. Верхние кривые 1 и 3 и точки показывают отношение конечной длины стержня после удара к его начальной длине, а нижние кривые

2, 4 и точки показывают отношение деформированной зоны стержня к его начальной длине.

Хорошо видно, что расчёты для удара пластически деформируемых стержней с изменяющимися площадями сечений лучше соответствуют экспериментальным данным, чем модель Тейлора, причём для обеих кривых.

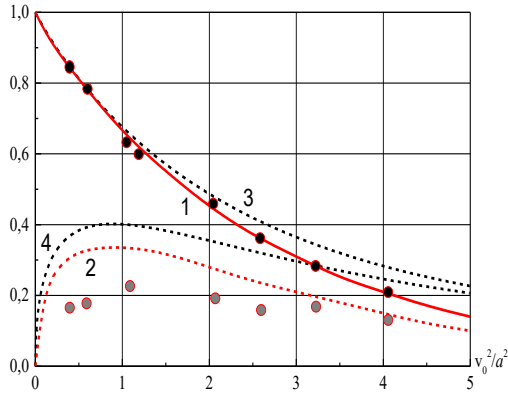


Рис. 5. Конечная длина цилиндра после удара (1, 3) и его пластически деформированного участка (2, 4), отнесенные к первоначальной длине L

Имеющееся расхождение с результатами эксперимента может объясняться неточным определением начала деформированной зоны при измерениях деформированных после удара стержней. На рисунке 6 показаны конечные формы цилиндров, получаемые по модели Г. Тейлора (линия 1) и модели упругопластического стержня с деформируемыми сечениями (линия 2).

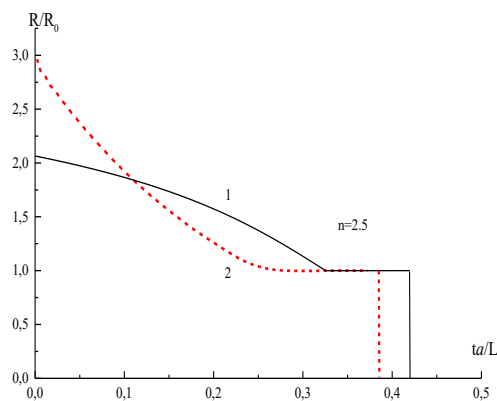


Рис. 6. Конечные формы цилиндрического стержня после соударения при начальной скорости удара $v_0^2 = 2.5a^2$: по модели Г.Тейлора (1); по модели стержня с деформируемыми сечениями (2)

В модели Г.Тейлора начало зоны пластического деформирования – резкое (рис. 8, [4]), в отличие от модели удара упругопластического стержня, поэтому при оценке размера зоны пластического деформирования большое значение имеет точность измерения её начала. Погрешность её определения

всего в 10% даст практически полное совпадение результатов расчёта и экспериментальных данных (нижние точки).

Для проверки работы представленной модели для стержней из материалов с нелинейными физическими свойствами проведены расчёты оценки деформированного состояния ударников из не отожжённого алюминия и высокопрочной стали. Для стальных образцов использовалась модель пластического течения с упрочнением [7], а для алюминиевых образцов при расчётах использовалась модель материала с динамическим пределом текучести [8].

Будучи откалиброваны по минимальному значению скорости удара, результаты расчётов по разработанной модели, представленные в таблицах 1 и 2, показали хорошую согласованность с экспериментальными данными во всем диапазоне скоростей удара, приведенными в [6], что свидетельствует о корректной работе представленной модели для различных вариантов законов пластического течения материалов ударников.

Таблица 1

Сталь	Скорость удара (м/с)	Относит. укорочение (эксперимент)	Относит. укорочение (расчет)
	161	0,905	0,896
	266	0,812	0,797
	319	0,745	0,746

Таблица 2

Алюминий	Скорость удара (м/с)	Относит. укорочение (эксперимент)	Относит. укорочение (расчет)
	161	0,893	0,912
	207	0,876	0,871
	367	0,722	0,700

4. Уточнение модели Г. Тейлора

В постановке задачи [4] предполагается, что в течение всего интервала dt , во время которого площадь изменяется от S_0 до S , её величина полагается равной конечному значению S . С физической и математической точек зрения, это положение было бы правильнее заменить средним значением площади, изменяющейся от S_0 до конечного S по непрерывному закону на дифференциальном интервале dt . Тогда условие (1.5) преобразуется к виду:

$$\rho S_0(v + c_p)v = 0,5 \cdot \sigma_s(S - S_0). \quad (4.1)$$

На рисунке 7 изображены: скачкообразное изменение площади поперечного сечения в уравнении сохранения импульса на фронте волны пластической деформации в модели Г. Тейлора (1), непрерывное изменение площади сечения модели упругопластического стержня (2) линейное изменение площади поперечного сечения для уточненной модели Г.Тейлора на том же промежутке времени, который в силу его малости можно приближенно считать дифференциальным интервалом dt (3).

Заключение

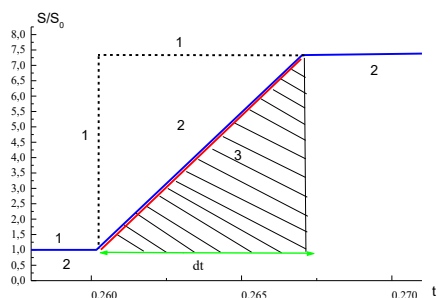


Рис. 7. График изменения поперечного сечения: модель упругопластического стержня (2) в процессе удара; модель Г.Тейлора (1); уточненная модель Г.Тейлора (3).

Уточнение модели Г.Тейлора путём замены условия (1.5) на (4.1) привело к практически полному совпадению результатов расчётов по обеим типам моделей. На рисунке 8 показаны результаты расчёта по уточненной модели Г.Тейлора и результаты эксперимента. Линия 1 на рисунке 8 соответствует отношению полной конечной длины цилиндра к его начальной длине L , а линия 2 соответствует отношению деформированного участка цилиндра к L (исправленная модель Г.Тейлора). Линиям 3 и 4 соответствуют аналогичные величины исходной модели.

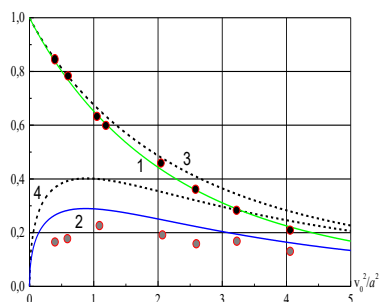


Рис. 8. Расчёты по уточненной (сплошные линии) и исходной (пунктиры) моделям Тейлора

1) Предложенный метод решения задачи абсолютно неупругого торцевого удара цилиндрического стержня о неподвижную преграду по модели Г.Тейлора [4] показал хорошую согласованность с результатами, приведенными в монографии [4]. На основе анализа исходных положений модели Г.Тейлора проведено уточнение модели, основанное на учете непрерывного изменения значения площади деформируемого участка цилиндра на дифференциально малом интервале dt , что дает практически полное совпадение с экспериментальными результатами [4].

2) Предложены модель и метод расчета задачи удара упругопластического одномерного стержня об абсолютно жесткую преграду с изменяющимися в процессе деформирования площадями поперечных сечений. Результаты численного решения показали лучшую согласованность с результатами экспериментов для свинцовых цилиндров, чем результаты решения на основе исходной модели Г.Тейлора, что свидетельствует о правильном выборе данной модели и метода расчёта для исследования состояния ударяющих цилиндров при высоких динамических нагрузках.

3) Результаты расчетов по модели деформирования упругопластических стержней из материалов с нелинейными физическими свойствами, учитывающей изменение площадей поперечных сечений в процессе соударения с абсолютно жесткой преградой, хорошо согласуются с результатами натуральных экспериментов, благодаря чему модель может быть использована для определения физически нелинейных характеристик материалов в инженерных методиках.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л., Судостроение, 1990, 248 с.
2. Васильев Р.В., Коршунов В.А., Родионов А.А. Исследование параметров ударной прочности традиционных и перспективных конструкций нефтеналивных судов // Труды Крыловского государственного научного центра. Вып. 75 (359). СПб 2013. с. 139-146.
3. Пономарев Д.А., Коршунов В.А., Родионов А.А. Численное моделирование процессов деформирования судового корпуса при динамическом воздействии водо-воздушной среды. Морской Вестник, спец. выпуск №1 (13) - Труды Российского НТО судостроителей им. акад. А.Н. Крылова, вып. №4, Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского 2017, стр.49-55.
4. В. Гольдсмит. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 449 с.

5. Окулов Н. А. Удар жестко – пластического конического стержня по жесткой преграде. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2012, №5(1), с. 152 – 156.
6. Теоретические и экспериментальные исследования высокоскоростного взаимодействия тел / Под ред. А. В. Герасимова. – Томск: Изд-во Томского университета, 2007.- 572 с.
7. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. – 420 с.
8. Ионов В.Н., Селиванов В.В. Динамика разрушения деформируемого тела. – М: Машиностроение, 1987. – 272 с.
9. Самарский А.А, Гулин А.В. Численные методы: Учеб.пособие для вузов – М.:Наука, 1989.
10. Бабкин А.В., Колпаков В.И., Охитин В.Н., Селиванов В.В. Прикладная механика сплошных сред: Численные методы в задачах физики быстротекающих процессов: Том 3. М.: МГТУ 2005. – 518 с.
11. Численные методы: в 2 ч. Ч. 2 : [учеб. пособие] / В. Г. Пименов, А. Б. Ложников ; [науч. ред. Ю. А. Меленцова] ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Урал, федер. ун-т. - Екатеринбург: - Изд-во Урал, ун-та, 2014. — 106 с.
12. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., -1986. – 560 с.

References

1. Rodionov A.A. Matematicheskie metody proektirovaniya optimalnykh konstruksyy sudovogo korpusa [Mathematical Methods for Designing Optimal Ship Hull Structures]. Leningrad: Shipbuilding, 1990, 248 p.
2. Vasiliev R.V., Korshunov V.A., Rodionov A.A. Investigation of the parameters of impact strength of traditional and advanced designs of oil tankers // Proceedings of the Krylov State Scientific Center. Issue 75 (359). SPb 2013, pp. 139-146.
3. Ponomarev D.A., Korshunov V.A., Rodionov A.A. Numerical modeling of the processes of deformation of the ship's hull under the dynamic effect of the water-air environment. Marine Bulletin, spec. issue №1 (13) - Proceedings of the Russian Scientific and Technical Department of shipbuilders named after acad. A.N. Krylova, no. No. 4, Materials of the scientific and technical conference on the structural mechanics of a ship in memory of acad. Yu.A. Shimansky 2017, pp. 49-55.
4. Goldsmith W. Udar. Teoriya i fizicheskie svoystva soudaryayemykh tel [Impact. The theory and physical behavior of colliding solids]. М.: Publishing House of literature on construction, 1965. - 449 p.
5. Okulov N.A. Udar zhestko – plasticheskogo konicheskogo sterzhnya po zhestkoj pregrade [Impact of a rigid - plastic conical rod on a rigid obstacle]. Bulletin of the Nizhny Novgorod University. N.I. Lobachevsky, 2012, No. 5 (1), pp. 152 - 156.
6. Teoreticheskie i eksperimental'nye issledovaniya vysokoskorostnogo vzaimodejstviya tel [Theoretical and experimental studies of high-speed interaction of bodies]. Ed. A.V. Gerasimova. - Tomsk: Publishing House of Tomsk University, 2007.- 572 p.
7. Качанов Л.М. Основы теории пластичности [Fundamentals of the theory of plasticity]. Moscow: Nauka, 1969.- 420p.
8. Ионов В.Н., Селиванов В.В. Динамика разрушения деформируемого тела [Fracture dynamics of a deformable body]. Moscow: Mechanical Engineering, 1987. -- 272 p.
9. Самарский А.А, Гулин А.В. Численные методы: Учеб.пособие для вузов [Numerical methods: Textbook for universities]. Moscow: Nauka, 1989.
10. Babkin A.V., Kolpakov V.I., Ohitin V.N., Selivanov V.V. Prikladnaya mekhanika sploshnyh sred: Chislennye metody v zadachah fiziki bystropotekayushchih processov [Applied Continuum Mechanics: Numerical Methods in the Problems of Physics of Fast Processes]: Volume 3. Moscow: MSTU 2005. -- 518 p.
11. Chislennye metody: v 2 ch. ch.2. :(ucheb. Posobie) [Numerical methods: in 2 parts. Part 2: (textbook. Manual)] Pimenov V. G., Lozhnikov A. B.; [nauch. red. Melencova Yu. A.]; Ministry of Education and Science Ros. Federation, Ural, Feder. un-t. - Yekaterinburg: - Publishing house Ural, un-that, 2014. -- 106 p.
12. Birger I.A., Mavlyutov R.R. Soprotivlenie materialov: Uchebnoe posobie [Resistance of Materials: Tutorial]. Moscow: Science. Ch. ed. physical-mat. lit., -1986. - 560 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Александр Александрович Родионов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex

Евгения Алексеевна Карпенко, магистрант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: evgeniakapenko@gmail.com

Alexander A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, the Head of the Department of Structural Mechanics of ships, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex

Evgeniya A. Karpenko, Master student of the Department of Structural Mechanics of ships, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: evgeniakapenko@gmail.com

УДК 629.12.073.243.4

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.036

Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при поперечной качке судна на мелководье

В.Ю. Семенова¹, Д.А. Альбаев¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье рассматривается влияние относительной глубины водоема H/T на нелинейные силы, возникающие при поперечной качке судов (поперечно-горизонтальной, вертикальной и бортовой) на основании трехмерной потенциальной теории. Для нахождения нелинейных сил, требуется определение потенциалов второго порядка малости. Решение основано на методах малого параметра, интегральных уравнений Фредгольма и функции Грина для случая мелководья. Данное решение является новым для отечественной практики. При определении потенциалов второго порядка учитываются нелинейные граничные условия на свободной поверхности жидкости и на смоченной поверхности судна. На основании изложенного метода разработана программа расчета нелинейных сил при различных H/T . Приводятся результаты расчетов сил и моментов для четырех различных типов судов. Приведено сравнение с расчетами, основанными на двумерной теории, показано влияние учета трехмерности обтекания корпуса. Проводится исследование влияния изменения относительной глубины водоема на отдельные виды нелинейных сил и моментов. Показано значительное влияние мелководья на амплитуды и смещение резонансных режимов.

Ключевые слова: мелководье, метод интегральных уравнений, трехмерная потенциальная теория, потенциал второго порядка, функция Грина, поперечная качка, нелинейные силы

The determination of nonlinear forces of the second order during the laterale motions of the ship in shallow water

Viktoriya Yu. Semenova¹, Danil A. Al'baev¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article deals with the impact of shallow waters at nonlinear forces arising in the sway, heave and roll motions of the ships on the basis of three-dimensional potential theory. To determine them, it is necessary to calculate the potentials of the second order of smallness. The solution of the problem is carried out on the basis of small parameter methods, Fredholm's integral equations and Green's function for a fluid of limited depth. The presented solution in national practice is new. During the determination of the second order potentials, nonlinear boundary conditions on the free surface of the liquid and on the wetted surface of the ship are taken into account on the basis of methods program was developed, considering various H/T . The results of calculations of the forces and moments for four types of different ships are presented. Investigation of impact of non-dimensional depth to the certain types of nonlinear forces and moments is carried out. The significant influence of shallow water on the amplitudes and resonance modes is shown.

Keywords: shallow waters, method of the integral equations, three-dimensional potential theory, the potential of the second order, Green's function, transverse motion, nonlinear forces

Введение

Одним из важнейших вопросов мореходности является определение гидродинамических и амплитудных характеристик судна в условиях мелководья. Изменение относительной глубины плавания влияет на распределение давления, суммарные силы, ведет к увеличению амплитуд некоторых видов качки, смещению резонансных режимов. Все вышесказанное говорит о необходимости корректного определения как линейных, так и нелинейных гидродинамических сил, действующих на судно в условиях ограниченной глубины.

Решение задачи нахождения нелинейных сил в двумерной постановке рассмотрена в кандидатской диссертации Со Чжо Ту [6]. В ней рассмотрено определение всех категорий нелинейных сил, действующих на шпангоутные контура. На основании гипотезы плоских сечений показана возможность определения нелинейных сил, действующих на судно в целом при его качке на различных курсовых углах. Полученные в данной работе результаты показали значительное влияние изменения относительной глубины на все категории нелинейных

сил и амплитудно-частотные характеристики качки второго порядка. Особенно значительно уменьшение относительной глубины проявляется в зонах супергармонических резонансов вертикальной и бортовой качки [6]. Однако, рассмотренная двумерная постановка задачи не позволяет учесть пространственный характер обтекания судна и трехмерные эффекты.

Учет трехмерности в задаче качки судна на мелководье был представлен в работе Тан Хтун Аунг [2], но постановка задачи была линейная. Было проведено исследование влияния изменения относительной глубины на коэффициенты присоединенных масс и демпфирования, линейные возмущающие силы и амплитудно-частотные характеристики качки.

В работе Papanikolaou [11] была рассмотрена трехмерная задача с учетом нелинейных граничных условий. Однако, результаты получены для простейших объектов, таких как сфера, баржа. В работе также отсутствует исследование влияния относительной глубины на значения нелинейных сил.

В настоящей статье определяются силы второго порядка малости на основании трехмерной потенциальной теории с учетом нелинейных граничных условий на смоченной поверхности судна

и свободной поверхности жидкости, возникающие при вертикальной, поперечно-горизонтальной и бортовой качке судна. Особое внимание уделяется определению нелинейных сил при изменении относительной глубины Н/Т.

Описание метода

Поперечная качка включает в себя поперечно-горизонтальную, вертикальную и бортовую качку.

Для решения задачи используется метод малого параметра. Вводится три малых параметра $\varepsilon_2 = \frac{\eta_g}{B/2}$, $\varepsilon_3 = \frac{\zeta_g}{B/2}$ и $\varepsilon_4 = \frac{\theta_m}{1 \text{ rad}}$, характеризующих малость соответствующих видов колебаний. Тогда потенциал скорости движения жидкости до второго порядка малости примет вид:

$$\Phi_i = \varepsilon_i \Phi_i^{(1)} + \varepsilon_i^2 \Phi_{ii_1}^{(2)} + \varepsilon_i^2 \Phi_{ii_2}^{(2)}, \quad (1)$$

$i = 2, 3, 4$

Потенциалы второго порядка должны удовлетворять уравнению Лапласа и граничным условиям. Получим граничные условия на смоченной и свободной поверхности для каждого из них, путем подстановки выражений (1) в общие граничные условия.

На смоченной поверхности г. у. имеет вид [10]:

$$\frac{\partial \Phi^{(2)}}{\partial n} = Q_B = -n(\bar{X}^{(1)} \cdot \nabla) \nabla \Phi^{(1)} + (V^{(1)} - \nabla \Phi^{(1)})N^{(1)} + V^{(2)}n + \frac{\partial H}{\partial t}r, \quad (2)$$

где

$$\bar{X}^{(1)} = \left\{ \begin{array}{l} \xi_g^{(1)} + (\psi^{(1)}z - \chi^{(1)}y) \\ \eta_g^{(1)} - (\theta^{(1)}z - \chi^{(1)}x) \\ \zeta_g^{(1)} + (\theta^{(1)}y - \psi^{(1)}x) \end{array} \right\};$$

$$V^{(1)} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\xi}_g^{(1)} + (\dot{\psi}^{(1)}z - \dot{\chi}^{(1)}y) \\ \dot{\eta}_g^{(1)} - (\dot{\theta}^{(1)}z - \dot{\chi}^{(1)}x) \\ \dot{\zeta}_g^{(1)} + (\dot{\theta}^{(1)}y - \dot{\psi}^{(1)}x) \end{array} \right\};$$

$$N^{(1)} = \left\{ \begin{array}{l} \psi^{(1)} \cos(n, z) - \chi^{(1)} \cos(n, y) \\ -\theta^{(1)} \cos(n, z) + \chi^{(1)} \cos(n, x) \\ \theta^{(1)} \cos(n, y) - \psi^{(1)} \cos(n, x) \end{array} \right\}; \quad (3)$$

$$V^{(2)} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\xi}_g^{(2)} + (\dot{\psi}^{(2)}z - \dot{\chi}^{(2)}y) \\ \dot{\eta}_g^{(2)} - (\dot{\theta}^{(2)}z - \dot{\chi}^{(2)}x) \\ \dot{\zeta}_g^{(2)} + (\dot{\theta}^{(2)}y - \dot{\psi}^{(2)}x) \end{array} \right\};$$

$$H = -\frac{1}{2} \begin{pmatrix} \psi^2 + \chi^2 & 0 & 0 \\ -2\theta\psi & \theta^2 + \chi^2 & 0 \\ -2\theta\chi & -2\psi\chi & \theta^2 + \psi^2 \end{pmatrix};$$

$$r = (x, y, z).$$

А на свободной поверхности:

$$\frac{\partial \Phi^{(2)}}{\partial z} - \frac{4\omega^2}{g} \Phi^{(2)} = Q_F = -\frac{i\omega}{g} (\nabla \Phi^{(1)})^2 + \frac{i\omega}{2g} \Phi^{(1)} \left(\frac{\partial^2 \Phi^{(1)}}{\partial z^2} - \frac{\omega^2}{g} \frac{\partial \Phi^{(1)}}{\partial z} \right). \quad (4)$$

Группируя составляющие, пропорциональные квадратам малых параметров можно получить граничные условия для отдельных видов качки.

При вычислении граничных условий на смоченной (2) и свободной поверхности (4) основные трудности возникают при определении вторых производных. Лее в своей работе [9] предложил способ обхода вторых производных при помощи векторных операция и теоремы Стокса.

Подробный вывод г.у. с заменой вторых производных для вертикальной качки был представлен в работе авторов [4], а для поперечно-горизонтальной и бортовой в [5].

Рассмотрим определение потенциалов $\Phi_{22_1}^{(2)}, \Phi_{33_1}^{(2)}$ и $\Phi_{44_1}^{(2)}$.

Для определения данных потенциалов используется метод интегральных уравнений, согласно которому:

$$-\frac{1}{2} \Phi_{ii_1}^{(2)}(x, y, z) + \frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega} \Phi_{ii_1}^{(2)}(\xi, \eta, \zeta) \frac{\partial G^{(2)}}{\partial n} d\Omega = \frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega} Q_{Bii} G^{(2)} d\Omega + \frac{1}{4\pi} \iint_{S_F} Q_{Fii} G^{(2)} dS_F, \quad (5)$$

$i = 2, 3, 4.$

Функция Грина $G^{(2)}$ может быть определена по формуле для жидкости ограниченной глубины:

$$G^{(2)}(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{r} + \frac{1}{r_1} + \int_0^{\infty} \frac{2(k+4v)e^{-kH} \cosh k(z+H)}{k \sinh kH - 4v \cosh kH} \cdot \cosh k(\zeta+H) J_0(kR) dk + i2\pi \frac{2(\mu_{04}^2 - (4v)^2) \cosh \mu_{04}(z+H)}{(\mu_{04}^2 - (4v)^2)H + 4v} \cdot \cosh \mu_{04}(\zeta+H) J_0(\mu_{04}R). \quad (6)$$

Здесь

$$r = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + (z-\zeta)^2};$$

$$r_1 = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + (z+\zeta)^2};$$

$$R = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2};$$

$$v = \frac{\omega^2}{g} - \text{волновое число};$$

μ_{04} - положительный корень трансцендентного уравнения, имеющего вид: $\mu_{04} \tanh(\mu_{04}H) = 4v$

J_0 - функция Бесселя.

Выражение для функции Грина в случае мелководья может быть представлено согласно John [8] в виде бесконечных рядов:

$$G^{(2)}(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = 2\pi \frac{((4v)^2 - \mu_{04}^2) \cosh \mu_{04}(z+H)}{(\mu_{04}^2 - (4v)^2)H + 4v} \cdot \cosh \mu_{04}(z+h)(Y_0(\mu_{04}R) - iJ_0(\mu_{04}R)) + 4 \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{(\mu_k^2 + (4v)^2) \cos \mu_k(z+H)}{(\mu_k^2 + (4v)^2)H - 4v} \cdot \cos \mu_k(z+H) K_0(\mu_k R) \right], \quad (7)$$

где μ_k - положительные корни трансцендентного уравнения: $\mu_k \tanh(\mu_k H) + 4v = 0$, при этом $\pi \left(k - \frac{1}{2} \right) \leq \mu_k H \leq \pi k$.

Функции Бесселя: J_0, Y_0, K_0 для функции Грина при малых значениях аргумента вычисляются через ряды [1].

$$\begin{aligned}
 Y_0(\mu_{04}R) &= \frac{1}{\pi} \left[2J_0(\mu_{04}R) \left(\ln \frac{\mu_{04}R}{2} + c \right) - 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(k!)^2} \left(\frac{\mu_{04}R}{2} \right)^{2k} \sum_{m=1}^k \frac{1}{m} \right]; \\
 K_0(\mu_k R) &= -\ln \frac{(\mu_k R)}{2} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\mu_k R)^{2k}}{(k!)^2} + \\
 &+ \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\mu_k R)^{2k}}{2^{2k} (k!)^2} \psi(k+1); \\
 J_0(\mu_{04}R) &= \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{(\mu_{04}R)^{2k}}{2^{2k} (k!)^2}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Здесь $c = 0,5772$ – постоянная Эйлера, ψ – дигамма-функция.

Из-за плохой сходимости рядов (8) при больших значениях аргументов $\mu_{04}R > 6, \mu_k R > 6$ используются асимптотические формулы следующего вида:

$$\begin{aligned}
 K_0(\mu_k R) &= \sqrt{\frac{\pi}{\mu_k R}} e^{-\mu_k R}; \\
 J_0(\mu_{04}R) &= \sqrt{\frac{2}{\pi \mu_{04}R}} \cos\left(\mu_{04}R - \frac{\pi}{4}\right); \\
 Y_0(\mu_{04}R) &= \sqrt{\frac{2}{\pi \mu_{04}R}} \sin\left(\mu_{04}R - \frac{\pi}{4}\right).
 \end{aligned} \tag{9}$$

Выражение (7) для функции Грина более удобно для вычислений и используется в большинстве практических случаев. Однако, при $R = 0$ функция K_0 стремится к бесконечности. То же самое имеет место и при малых значениях R . Поэтому, при $\mu_k R \leq 0.1$ следует использовать выражение (6). Расчет функции Грина, согласно данному выражению, имеет ряд особенностей, специфика которых рассмотрена далее.

При $R = 0$ интеграл $\int_0^{\infty} \frac{2(k+4v)e^{-kH} \cosh k(z+H)}{k \sinh kH - 4v \cosh kH} dk$ имеет особенность при $k = \mu_{04}$. Для его вычисления будем использовать метод, предложенный Гаррисоном [7]. Представим интеграл в виде:

$$\int_0^{\infty} \frac{F(k)dk}{k \tanh(kH) - v} = \int_0^{2\mu_{04}} \frac{F(k)dk}{k \tanh(kH) - 4v} + \int_{2\mu_{04}}^{\infty} \frac{F(k)dk}{k \tanh(kH) - 4v}, \tag{10}$$

где

$$F(k) = \frac{2(k+4v)e^{-kH} \cosh k(z+H)}{\cosh 4kv} \cdot \cosh k(\zeta+H). \tag{11}$$

Второй интеграл выражения (10) не имеет особенностей и вычисляется с помощью любого численного метода, например метода трапеций.

Первый интеграл выражения (10) представим следующим образом:

$$\begin{aligned}
 &\int_0^{2\mu_{04}} \frac{F(k)}{k \tanh(kH) - 4v} dk = \\
 &= \int_0^{2\mu_{04}} \frac{F(k) - F(\mu_{04})}{k \tanh(kH) - 4v} dk + \\
 &+ F(\mu_{04}) \int_0^{2\mu_{04}} \frac{1}{k \tanh(4kv) - 4v} dk;
 \end{aligned} \tag{12}$$

Далее, интеграл $\int_0^{2\mu_{04}} \frac{1}{k \tanh(kH) - 4v} dk$ разбивается на три части:

$$\begin{aligned}
 &\int_0^{2\mu_{04}} \frac{1}{k \tanh(4kv) - 4v} dk = \\
 &= \int_0^{\mu_{04}-\varepsilon} \frac{1}{k \tanh(4kv) - v} dk + \\
 &+ \int_{\mu_{04}-\varepsilon}^{\mu_{04}+\varepsilon} \frac{1}{k \tanh(4kv) - 4v} dk + \\
 &+ \int_{\mu_{04}+\varepsilon}^{2\mu_{04}} \frac{1}{k \tanh(4kv) - 4v} dk.
 \end{aligned} \tag{13}$$

Для численных вычислений $\varepsilon = 0,1\mu_0$ [7] первый и третий интегралы правой части выражения (13) определяются численно. Средний интеграл выражения (13), имеющий особенность, вычисляется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 &\int_{\mu_{04}-\varepsilon}^{\mu_{04}+\varepsilon} \frac{1}{k \tanh(4kv) - 4v} dk = \\
 &= -\frac{\operatorname{sech}^2(kH)(1 - kh \tanh(kH))}{(\tanh(kH) + kH \operatorname{sech}^2(kH))^2} (2\varepsilon).
 \end{aligned} \tag{14}$$

При малых значениях R расчет интеграла производится также вышеизложенным способом. При этом функция $F(k)$ будет иметь вид:

$$F(k) = \frac{2(k+4v)e^{-kH} \cosh k(z+H)}{\cosh kv \cdot \cosh k(\zeta+H)J_0(kR)}. \tag{15}$$

Для решения уравнения (5) смоченная поверхность судна, а также свободная поверхность разбивается на конечное число плоских элементов – панелей. Такой подход позволяет перейти к системе линейных уравнений для неизвестных потенциалов $\Phi_{ii_1}^{(2)}$.

Давление второго порядка, при поперечно-горизонтальной качке, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 p_{22}^{(2)} &= -\rho \frac{\partial \Phi_{22_1}^{(2)}}{\partial t} - \rho^{(1)} g \frac{\partial^2 \Phi_2^{(1)}}{\partial y \partial t} - \\
 &- \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \Phi_2^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_2^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_2^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right]
 \end{aligned} \tag{16}$$

При вертикальной:

$$\begin{aligned}
 p_{33}^{(2)} &= -\rho \frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial t} - \rho^{(1)} g \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial t} - \\
 &- \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right].
 \end{aligned} \tag{17}$$

При бортовой:

$$\begin{aligned}
 p_{44}^{(2)} &= -\rho \frac{\partial \Phi_{44_1}^{(2)}}{\partial t} + \rho \theta_m^{(1)} z \frac{\partial^2 \Phi_4^{(1)}}{\partial y \partial t} - \rho \theta_m^{(1)} y \frac{\partial^2 \Phi_4^{(1)}}{\partial z \partial t} - \\
 &- \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \Phi_4^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_4^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_4^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right]
 \end{aligned} \tag{18}$$

В работе были рассмотрены следующие силы второго порядка, возникающие при качке:

$$\begin{aligned}
 F_{Y_{22}}^{(2)} &= \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{22_1}^{(2)}}{\partial t} \cos(n, y) d\Omega; \\
 M_{X_{22}}^{(2)} &= \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{22_1}^{(2)}}{\partial t} (y \cos(n, z) - z \cos(n, y)) d\Omega; \\
 F_{Y_{44}}^{(2)} &= \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{44_1}^{(2)}}{\partial t} \cos(n, y) d\Omega; \\
 M_{X_{44}}^{(2)} &= \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{44_1}^{(2)}}{\partial t} (y \cos(n, z) - z \cos(n, y)) d\Omega;
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

Вертикальная нелинейная сила представлена в виде двух частей $F_{Z_{33}}^{(2)} = F_{Z_{33_1}}^{(2)} + F_{Z_{33_{II}}}^{(2)}$, где

$$F_{Z_{33_1}}^{(2)} = \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial t} \cos(n, z) d\Omega,
 \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
 F_{Z_{33_{II}}}^{(2)} &= \rho \iint_{\Omega} \left[\zeta_g^{(1)} \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial t} - \right. \\
 &\left. - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right] \right] \cdot \\
 &\cdot \cos(n, z) d\Omega - \frac{1}{2} \rho g \iint_{WL} z_W^2 n_{z_{WL}} dl, \\
 z_W &= -\frac{1}{g} \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial t} - \zeta_g^{(1)}.
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

Анализ результатов

На основании изложенного метода был разработан алгоритм и программа расчета, реализующие определение нелинейных сил и моментов, возникающих при качке судна с использованием функции Грина для жидкости ограниченной глубины (6).

Расчеты сил и моментов, проводились для четырех различных типов судов для различных H/T. В таблице 1 приведены основные характеристики данных судов.

Таблица 1

Таблица основных характеристик судов

Тип/ Название судна	L	B	T	δ	α
Танкер "Баскунчак"	74	12	4.65	0.71	0.8
Балкер "Капитан Панфилов"	134	20.6	9.4	0.78	0.88
Сухогруз "Новгород"	138	20.6	9	0.68	0.79
Лихтеровоз "Алексей Косыгин"	232	32	10.6	0.57	0.82

Для апробации метода результаты расчетов были сопоставлены с результатами, полученными по двумерной теории [3], [6] с использованием двумерной функции Грина:

$$\begin{aligned}
 G^{(2)}(y, z, \eta, \zeta) ds &= j2\pi \frac{1}{\mu_{04}} \cdot \\
 &\cdot \frac{(\mu_{04}^2 - 4v^2) \cosh \mu_{04}(z+H) \cosh \mu_{04}(\zeta+H)}{(\mu_{04}^2 - 4v^2)H + 4v} \\
 &\cdot \sin(\mu_{04}|y-\eta|) - 2\pi \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_k} e^{-\mu_k|y-\eta|} \cdot \\
 &\cdot \frac{(\mu_k^2 + 4v^2) \cos \mu_k(z+H) \cos \mu_k(\zeta+H)}{(\mu_k^2 + 4v^2)H - 4v}
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

На рисунках 1 – 9 представлены сравнения двумерной и трехмерной теории.

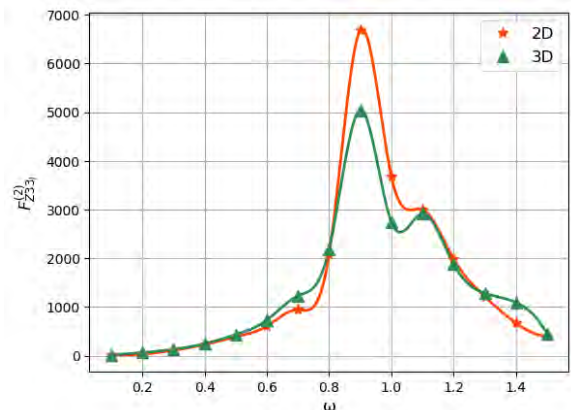


Рис. 1. Сравнение сил $F_{Z_{33_1}}^{(2)}$ по разным теориям для танкера "Баскунчак" при H/T = 1.5

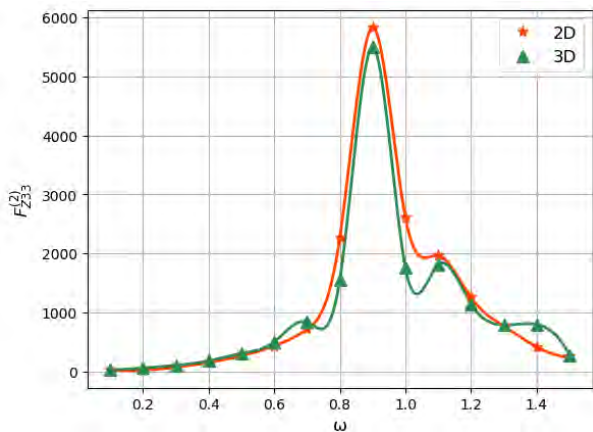


Рис. 2. Сравнение сил $F_{z_{33}}^{(2)}$ по разным теориям для балкера "Капитан Панфилов" при $H/T = 1.5$

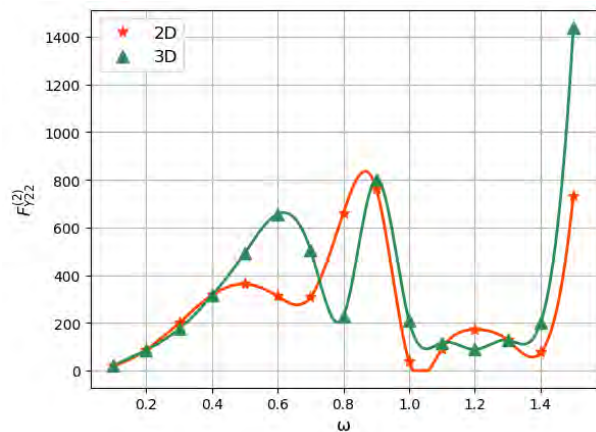


Рис. 5. Сравнение сил $F_{y_{22}}^{(2)}$ по разным теориям для балкера "Капитан Панфилов" при $H/T = 2.0$

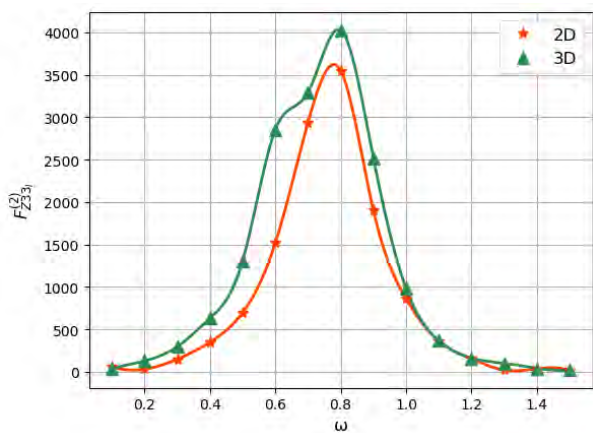


Рис. 3. Сравнение сил $F_{z_{33}}^{(2)}$ по разным теориям для балкера "Капитан Панфилов" при $H/T = 2.0$

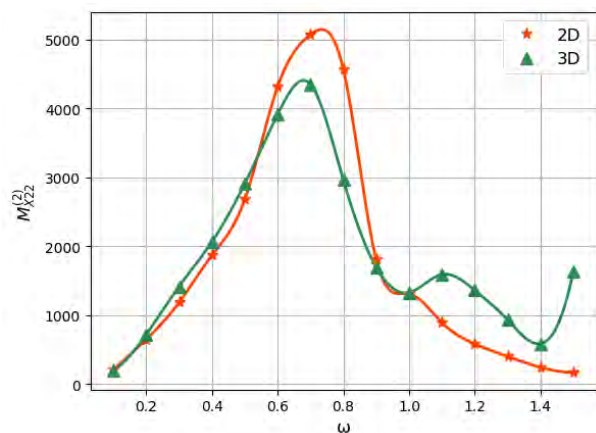


Рис. 6. Сравнение моментов $M_{x_{22}}^{(2)}$ по разным теориям для сухогруза "Новгород" при $H/T = 1.2$

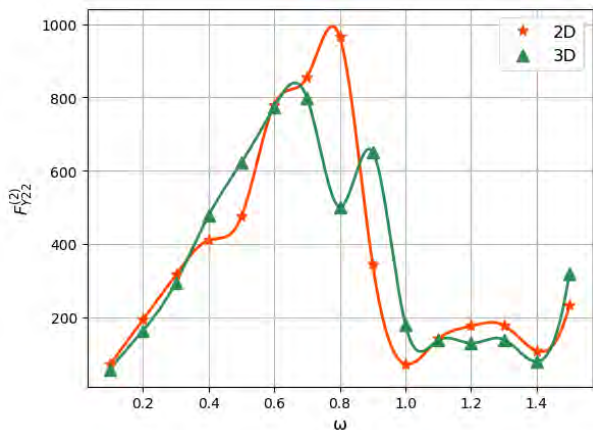


Рис. 4. Сравнение сил $F_{y_{22}}^{(2)}$ по разным теориям для балкера "Капитан Панфилов" при $H/T = 1.2$

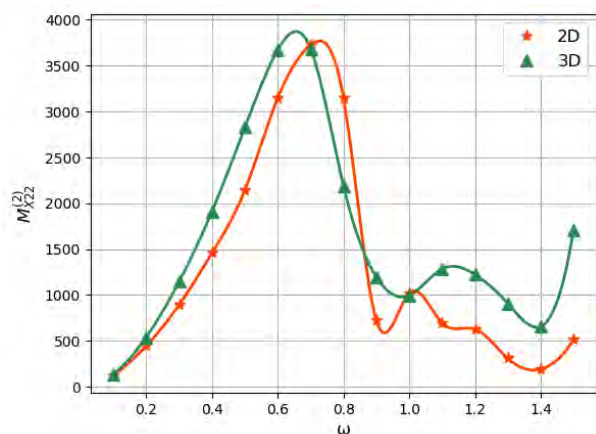


Рис. 7. Сравнение моментов $M_{x_{22}}^{(2)}$ по разным теориям для сухогруза "Новгород" при $H/T = 1.5$

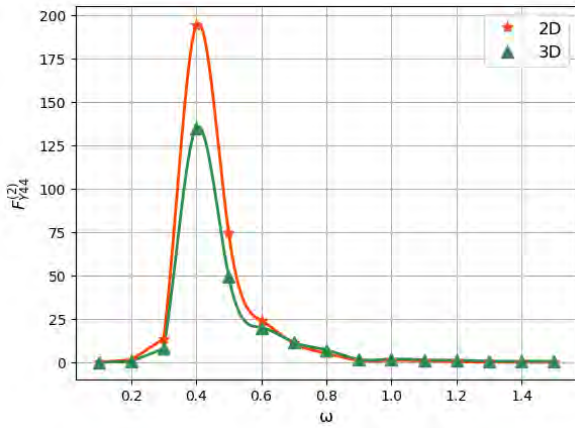


Рис. 8. Сравнение моментов $F_{Y_{44}}^{(2)}$ по разным теориям для сухогруза “Новгород” при $H/T = 1.2$

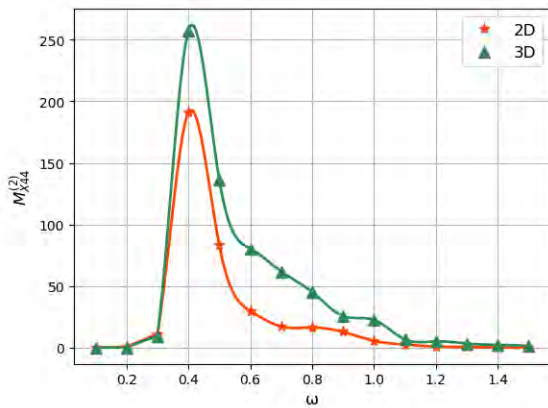


Рис. 9. Сравнение моментов $M_{X_{44}}^{(2)}$ по разным теориям для сухогруза “Новгород” при $H/T = 1.2$

Из всех сравнений видно, что при различных значениях H/T расчеты, полученные по трехмерной теории, удовлетворительно согласуются с расчетами по двумерной теории (рис. 1-9).

На рисунках 10 – 12 выведена реальная часть граничного условия на свободной поверхности (4) в плоскости миделя судна при различных H/T для поперечно-горизонтальной качки, вертикальной и бортовой.

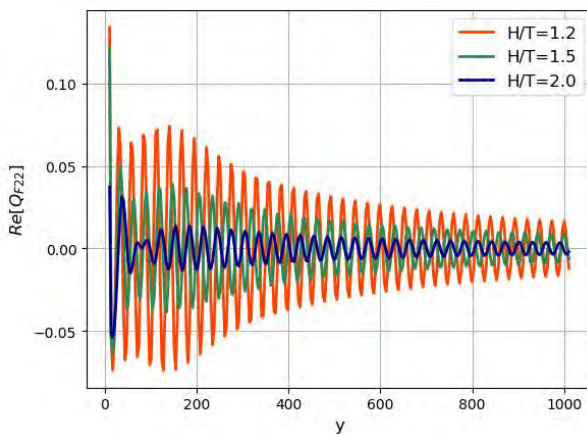


Рис. 10. Реальная часть г.у. на свободной поверхности Q_{F22} в зависимости от расстояния от судна для балкера “Капитан Панфилов”

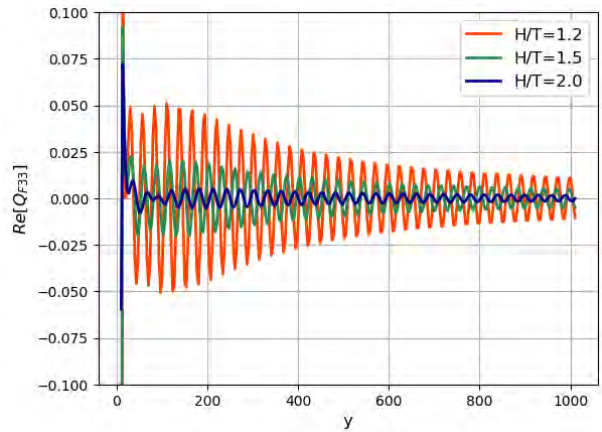


Рис. 11. Реальная часть г.у. на свободной поверхности Q_{F33} в зависимости от расстояния от судна для балкера “Капитан Панфилов”

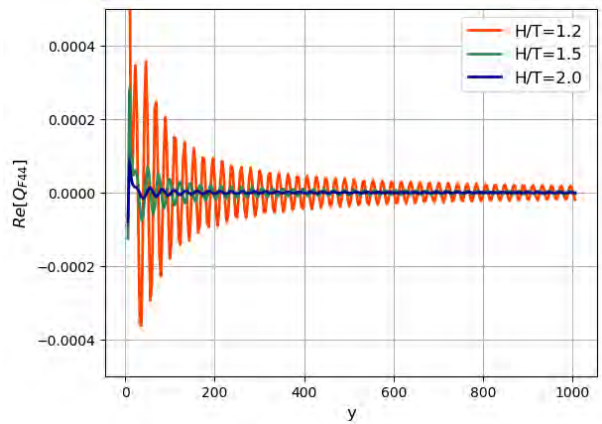


Рис. 12. Реальная часть г.у. на свободной поверхности Q_{F44} в зависимости от расстояния от судна для танкера “Басунчак”

Граничные условия затухают по мере отдаления от судна. Для всех трех видов колебаний наблюдается многократное уменьшение их значений при увеличении относительной глубины.

Далее на рисунках 13 – 23 представлены результаты расчета нелинейных сил и моментов в зависимости от изменения относительной глубины.

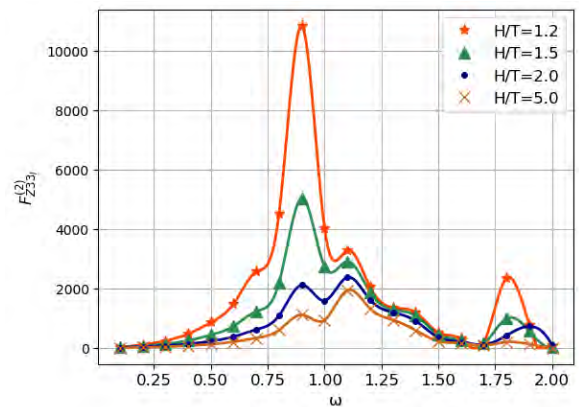


Рис. 13. Сравнение сил $F_{Z_{33}}^{(2)}$ при различных H/T для танкера “Басунчак”

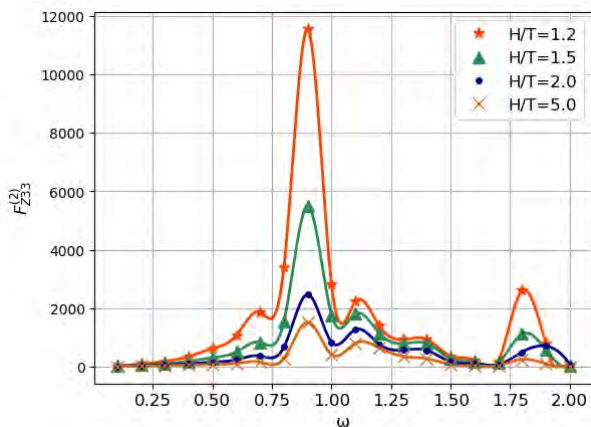


Рис. 14. Сравнение сил $F_{Z33}^{(2)}$ при различных H/T для танкера "Басунчак"

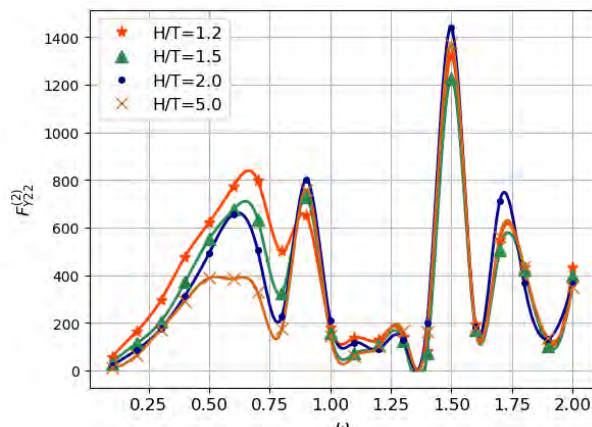


Рис. 17. Сравнение сил $F_{Y22}^{(2)}$ при различных H/T для балкера "Капитан Панфилов"

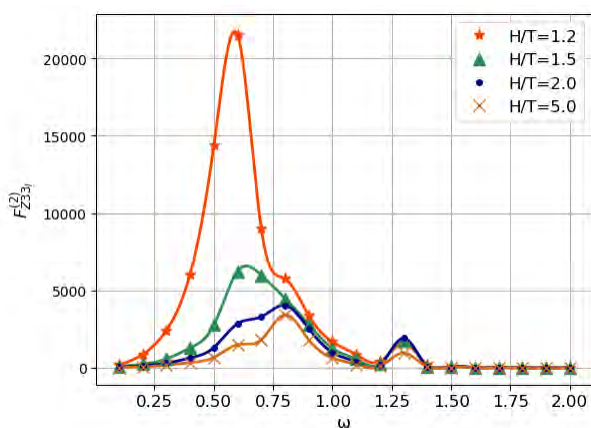


Рис. 15. Сравнение сил $F_{Z33i}^{(2)}$ при различных H/T для балкера "Капитан Панфилов"

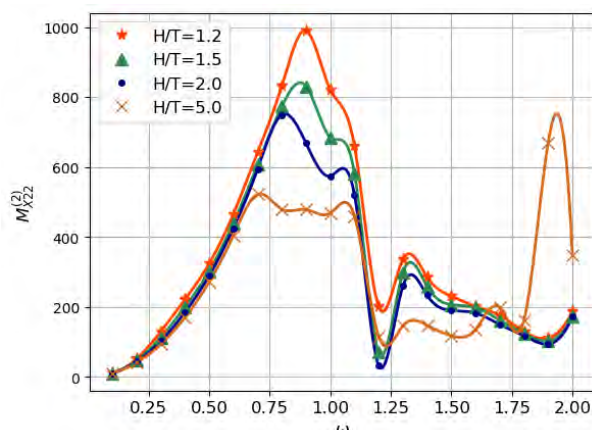


Рис. 18. Сравнение моментов $M_{X22}^{(2)}$ при различных H/T для танкера "Басунчак"

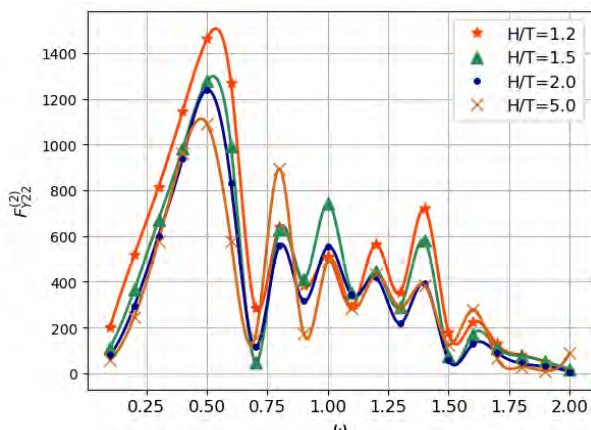


Рис. 16. Сравнение сил $F_{Y22}^{(2)}$ при различных H/T для лихтеровоза "Алексей Косыгин"

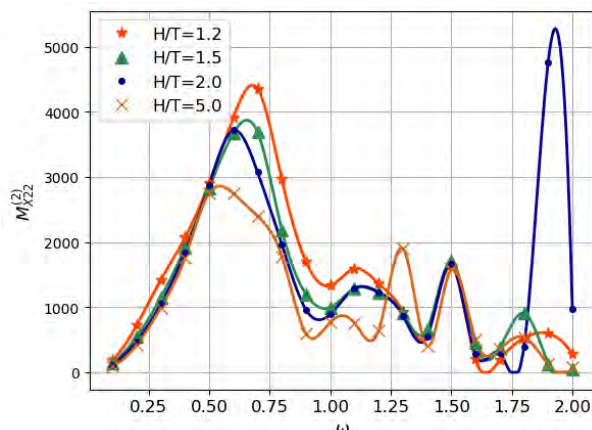


Рис. 19. Сравнение сил $M_{X22}^{(2)}$ при различных H/T для сухогруза "Новгород"

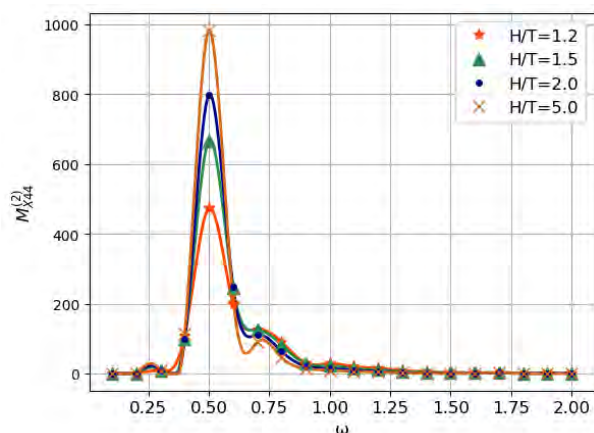


Рис. 20. Сравнение моментов $M_{X44}^{(2)}$ при различных H/T для балкера "Капитан Панфилов"

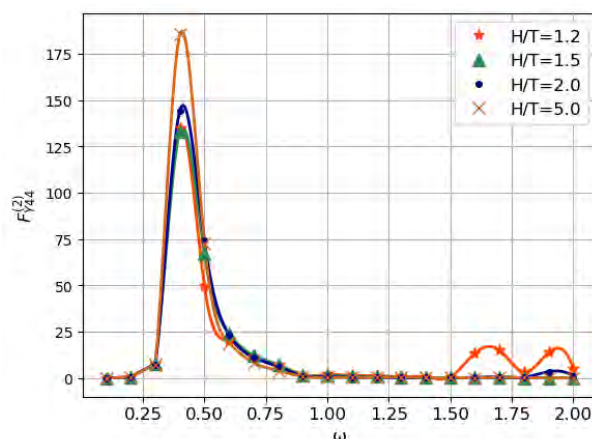


Рис. 23. Сравнение сил $F_{Y44}^{(2)}$ при различных H/T для сухогруза "Новгород"

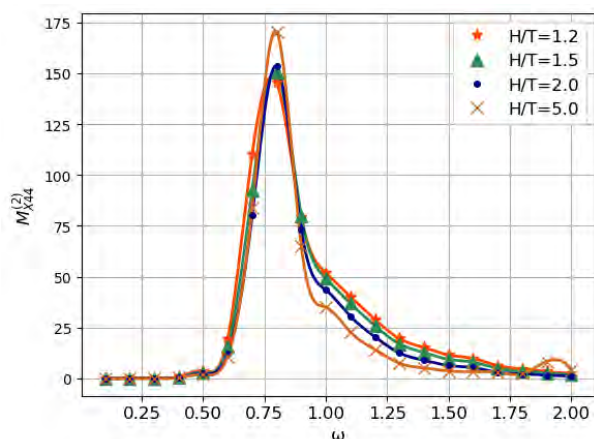


Рис. 21. Сравнение моментов $M_{X44}^{(2)}$ при различных H/T для танкера "Баскунчак"

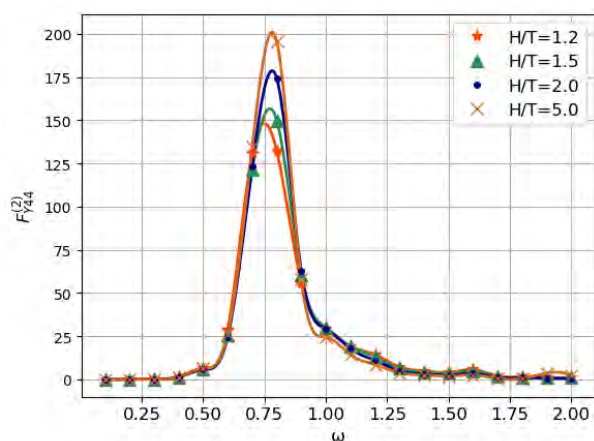


Рис. 22 Сравнение сил $F_{Y44}^{(2)}$ при различных H/T для танкера "Баскунчак"

Анализ полученных результатов показывает, что для нелинейных вертикальных сил характерно значительное увеличение амплитудных значений при уменьшении относительной глубины в диапазоне частот от 0.5 до 1.25 (рис.13-15). Так, для танкера Баскунчак при частоте $\omega=0.9$ нелинейная вертикальная сила при $H/T=1.2$ в 6 раз больше аналогичной силы, возникающей при $H/T=2$ и в 2 раза больше, чем при относительной глубине $H/T=1.5$ (рис.14). Также очевидно смещение максимальных значений нелинейных вертикальных сил в зону низких частот (рис.13, 15).

Для нелинейных сил и моментов, возникающих при поперечно-горизонтальной качке, влияние изменения относительной глубины в наибольшей степени проявляется в зоне частот $\omega < 1$ (рис.16-19). Для горизонтальных сил и моментов характерно увеличение амплитудных значений при уменьшении относительной глубины. Нелинейные силы и моменты для различных типов судов при $H/T=1.2$ могут быть в 2 раза больше соответствующих сил, имеющих место при $H/T=5$ (рис.17,19). Для большинства судов в зоне частот $\omega > 1$ влияние изменения относительной глубины на нелинейные силы и моменты значительно уменьшается (рис.17,19).

На рис.20-23 представлены нелинейные силы и моменты, возникающие при бортовой качке различных судов. Анализ полученных результатов показывает, что влияние изменения относительной глубины на данные величины имеет место главным образом в зоне основного резонанса бортовой качки. При этом как горизонтальные силы, так и моменты, в большинстве случаев, могут уменьшаться при уменьшении относительной глубины, в отличие от остальных рассмотренных нелинейных сил. Данное уменьшение нелинейных сил и моментов связано с уменьшением амплитуд бортовой качки в основном резонансе при уменьшении глубины. Так, для балкера Капитан Панфилов имеет место двукратное уменьшение нелинейного момента, возникающего при бортовой качке для $H/T=1.2$ по сравнению с $H/T=5$. Также, для данных нелинейных сил и моментов не характерен сдвиг максимальных значений в зависимости от изменения глубины.

Заключение

Рассмотрено влияние относительной глубины на нелинейные силы, обусловленные влиянием вертикальных, поперечно-горизонтальных и бортовых колебаний судна. Для составления и решения, в последствии, дифференциальных уравнений нелинейной качки на мелководье

необходим учет всех перечисленных нелинейных составляющих независимо от значения относительной глубины, а также составляющих, обусловленных дифрагированным волнением, взаимодействием отдельных видов колебаний между собой, взаимодействием дифрагированного волнения и волнения, вызванного различными видами колебаний.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Абрамовиц М., Стиган Н. (1979) Справочник по специальным функциям., М.: Наука.
2. Тан Хтун Аунг. (2011) Разработка метода расчета качки судов на мелководье на основе трехмерной потенциальной теории //Дисс. На соискание уч. степени к. т. н. СПбГМТУ.
3. Семенова В. Ю., Со Чжо Ту. (2012) Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при поперечной качке контура на тихой воде в условиях мелководья //Морские интеллектуальные технологии, № 2.
4. Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. (2019) Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при вертикальной качке судна, на основании трехмерной потенциальной теории. Морские интеллектуальные технологии, № 4-1 (40). С. 63-69.
5. Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. (2020) Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при поперечно-горизонтальных и бортовых колебаниях судов на основании трехмерной потенциальной теории, № 2-2 (48). С. 11-18.
6. Со Чжо Ту (2014) Разработка метода расчета нелинейных сил второго порядка, возникающих при качке судна на мелководье: дис. – Санкт-Петербургский государственный морской технический университет.
7. Garrison C.Y. (1978) Hydrodynamic Loading of Large Offshore Structures: Three-Dimensional Source Distribution Methods // Numerical Methods in Offshore Engineering, John Wiley, pp. 87-140.
8. John F. (1950) On the Motion of Floating Bodies // Comm. Pure and Applied Mathematics, vol. 3., pp. 45-1014.
9. Lee C. H. Wamit. (1995) Theory manual //Report N 95-2. Massachusettes institute of technology Department of Ocean Engineering, Cambridge.
10. Ogilvie T. F. (1983) Second-order hydrodynamic effects on ocean platforms //Proceedings of the International Workshop on Ship and Platform Motions, Berkeley, C. 205-265.
11. Papanikolaou A., Zaraphonitis G.N (1993), Second-order theory and calculations of motions and loads of arbitrarily shaped 3D bodies in waves. // Marine Structures, N 6, c.165-185

References

1. Abramovic M., Stigan N. (1979) Spravochnik po special'nym funkciyam.[Special functions reference], M.: Nauka.
2. Tan Htun Aung (2011) Razrabotka metoda rascheta kachki sudov na melkovod'e na osnove trekhmernoj potencial'noj teorii[Development of a method for calculating the motions of ships in shallow water based on three-dimensional potential theory] //Diss. Na soiskanie uch. stepeni k. t. n. SPbGMTU.
3. Semenova V. YU., So Chzho Tu (2012) Opredelenie nelinejnyh sil vtorogo poryadka, vznikayushchih pri poperechnoj kachke kontura na tihoj vode v usloviyah melkovod'ya [Determination of nonlinear second-order forces arising during lateral motions of the contour in calm water in shallow water conditions] //Morskije intellektual'nye tekhnologii., № 2.
4. Semenova V.YU., Al'baev D.A. (2019) Opredelenie nelinejnyh sil vtorogo poryadka, vznikayushchih pri vertikal'noj kachke sudna, na osnovanii trekhmernoj potencial'noj teorii. Morskije intellektual'nye tekhnologii [Determination of nonlinear forces of the second order arising during the heaving of a ship, based on three-dimensional potential theory]., № 4-1 (40). S. 63-69.
5. Semenova V.YU., Al'baev D.A. (2020) Opredelenie nelinejnyh sil vtorogo poryadka, vznikayushchih pri poperechno-gorizont'al'nyh i bortovyh kolebaniyah sudov na osnovanii trekhmernoj potencial'noj teorii [Determination of nonlinear second-order forces arising from horizontal and rolling motions of ships based on three-dimensional potential theory]., № 2-2 (48). S. 11-18.
6. So Chzho Tu (2014) Razrabotka metoda rascheta nelinejnyh sil vtorogo poryadka, vznikayushchih pri kachke sudna na melkovod'e [Development of a method for calculating nonlinear second-order forces arising during the motions of a ship in shallow water]: dis. – Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj morskij tekhnicheskij universitet, .
7. Garrison C.Y. (1978) Hydrodynamic Loading of Large Offshore Structures: Three-Dimensional Source Distribution Methods // Numerical Methods in Offshore Engineering. John Wiley, pp. 87-140.
8. John F. (1950) On the Motion of Floating Bodies // Comm. Pure and Applied Mathematics., vol. 3., pp. 45-1014.
9. Lee C. H. Wamit. (1995) Theory manual //Report N 95-2. Massachusettes institute of technology Department of Ocean Engineering, Cambridge.
10. Ogilvie T. F. (1983) Second-order hydrodynamic effects on ocean platforms //Proceedings of the International Workshop on Ship and Platform Motions, Berkeley, C. 205-265.
11. Papanikolaou A., Zaraphonitis G.N (1993), Second-order theory and calculations of motions and loads of arbitrarily shaped 3D bodies in waves. // Marine Structures, N 6, c.165-185

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Виктория Юрьевна Семенова, доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: sem_viktoria@mail.ru

Viktoriya Yu. Semenova, Dr. Sci. (Eng.), Professor, the head of department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: sem_viktoria@mail.ru

Данил Айдарович Альбаев, ассистент кафедры теории корабля, аспирант Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: albaevdaniil@gmail.com

Danil A. Al'baev, assistant of department of theory of the ship, graduate student, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: albaevdaniil@gmail.com

УДК 629.5.015.4

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.037

О локальных напряжениях в киле при постановке судна в док

В.А. Манухин¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. При постановке судна в док на днищевые перекрытия со стороны килевой дорожки действуют значительные реактивные усилия, вызывающие местные деформации и напряжения в киле, стрингерах и флорах. С днищевых связей усилия передаются в основном на поперечные переборки и в меньшей степени на бортовые перекрытия, что вызывает общий изгиб корпуса судна. Расчеты общей прочности при постановке судов и кораблей в док показывают, что напряжения от общего изгиба корпуса незначительны. Дополнительные локальные напряжения от местного изгиба продольных днищевых связей, и в первую очередь в киле, при использовании балочных моделей либо не учитываются совсем, либо определяются достаточно условно. Альтернативой является использование метода конечных элементов (МКЭ) при достаточно подробном пространственном моделировании связей судна, дока и опорного устройства, что весьма затратно. В данной работе предлагается достаточно простая методика оценки локальных напряжений в киле при постановке судна в сухой док. Методика основана на использовании теории изгиба балок на сплошном упругом основании. Приводится пример расчета баржи-площадки. Показано, что напряжения в киле баржи вблизи поперечных переборок могут достигать недопустимо больших значений. Полученные результаты подтверждаются расчетом по МКЭ трехмерной модели баржи.

Ключевые слова: сухой док, днищевое перекрытие, численное моделирование, локальные напряжения, местный изгиб, килевая дорожка.

Local stresses in the keel when the ship is docked

Vadim A. Manukhin¹¹State marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. When the ship is docked, significant reactive forces act on the bottom slabs from the keel track side, causing local deformations and stresses in the keel, stringers and floras. From the bottom braces, forces are transmitted mainly to the transverse bulkheads and, to a lesser extent, to the side floors, which causes a general bending of the ship's hull. Calculations of the total strength when ships and ships are docked show that the stresses from the general bending of the hull are insignificant. Additional local stresses from local bending of longitudinal bottom ties, and primarily in the keel, when using beam models, are either not taken into account at all, or are determined rather conditionally. An alternative is to use the finite element method (FEM) with a sufficiently detailed spatial modeling of the ship, dock and support device connections, which is very costly. This paper proposes a fairly simple method for assessing local stresses in the keel when the ship is in dry dock. The technique is based on the use of the theory of bending of beams on a solid elastic foundation. An example of calculation of the platform barge is given. It is shown that stresses in the keel of a barge near transverse bulkheads can reach unacceptably high values. The results obtained are confirmed by FEM calculations of a three-dimensional model of the barge.

Key words: dry dock, floor slab, numerical modeling, local stresses, local bending, keel track.

Введение

За время эксплуатации корабля и суда периодически подвергаются докованию либо в плавучих, либо в сухих доках. На этапе проектирования для каждого проекта разрабатываются схемы докования и выполняются проверочные расчеты прочности при постановке в плавучий или сухой док [1-3], на основе которых в конструкции судна и дока могут быть внесены изменения, связанные с необходимостью подкреплений.

Для расчетов прочности судна и дока при доковании обычно используются балочные модели судна и дока, связанные между собой сплошным упругим основанием (СУО). При этом решается система из двух дифференциальных уравнений, описывающих изгиб судна и дока при действии на них внешних нагрузок и общей реакции СУО. Решение этой системы уравнений позволяет определить изгибающие моменты в судне и в доке, и тем самым проверить их общую прочность. Однако поскольку реакция опорного устройства действует непосредственно на днищевые перекрытия судна и понтоны дока, следует учитывать их конечную жесткость, приводящую к перераспределению

реактивных усилий и возникновению локальных деформаций и напряжений при местном двумерном изгибе днищевых перекрытий судна между поперечными переборками и бортами и поперечном изгибе понтонов плавучего дока между башнями.

В 1946 г. академик Ю. А. Шиманский в своей книге [1] предложил методику расчета прочности корабля при постановке в сухой док и при спуске на воду. В ней было предложено учитывать местный изгиб киля, определяя его наибольший прогиб между переборками энергетическим методом. При этом было показано, как учитывать влияние килеватости днища на его жесткость. Для вычисления прогиба перекрытия им предлагались простейшие аппроксимации функций изгиба киля и стрингеров как жестко заделанных балок на поперечных переборках, и флоров, как шарнирно опертых на бортах. В этой же работе приведены выражения для вычисления жесткости опорных устройств – клеток и кильблоков.

Несколько иная схема учета конечной жесткости днищевых перекрытий судна приведена в [2]. Здесь для учета конечной жесткости днищевых перекрытий с несколькими перекрестными связями (ПС) и большим числом балок главного направления (БГН) используется система дифференциальных

уравнений, описывающих изгиб ПС под действием неизвестной реактивной нагрузки на среднюю ПС – киль. При этом вводится упрощающее допущение о подобности формы изгиба БГН – флоров. В результате получается система дифференциальных уравнений относительно функций прогиба судна и прогиба киля. Для ее решения вводится упрощающее предположение о распределении податливости перекрытий и предлагается метод последовательных приближений.

Учитывая приближенность и вычислительную трудоемкость описанных выше схем, в данной работе предлагается иная методика определения локальных напряжений в киле при постановке судна в сухой док на центральную килевую дорожку.

1. Методика расчета

Методику расчета поясним на постановке упрощенной модели трехотсечной (n=3) баржи-площадки в сухой док. Проекции баржи и ее характеристики указаны на рис.1 и в табл.1.

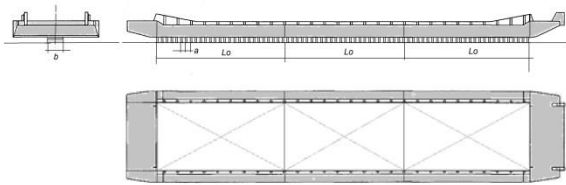


Рис.1. Баржа-площадка в сухом доке

Таблица 1

Основные данные к расчетам

Длина корпуса L , м	70,0
Ширина корпуса B , м	15,0
Высота борта H , м	3,0
Расчетное водоизмещение D , т	2100
Доковый вес D_o , т	600
Длина грузовых отсеков L_o , м	20,0
Длина килевой дорожки L , м	60,0

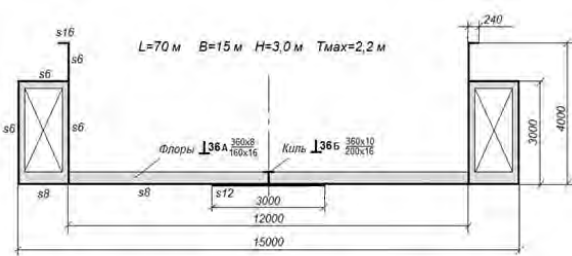


Рис.2. Поперечное сечение и размеры, мм

Дифференциальное уравнение изгиба баржи на килевой дорожке при нулевом зазоре между килем и килевой дорожкой $D(x)$ имеет вид [3]

$$EI W_c^{IV}(x) + k_{\Sigma}(x) W_c(x) = q(x), \quad (1)$$

где $W_c(x)$ - прогиб баржи; $EI = 8,61 \times 10^{10} \text{ Нм}^2$ – изгибная жесткость корпуса, $q(x) = q = 10^5 \text{ Н/м}$ – погонный вес корпуса; $k_{\Sigma}(x)$ – погонная жесткость упругого основания, которая складывается из жесткости килевой дорожки и жесткости днищевых перекрытий

$$k_{\Sigma}(x) = \frac{K_{кб}}{[1 + K_{кб} A_k(x)]d} \quad (2)$$

где $K_{кб} = 8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$ - жесткость кильблока; $A_k(x)$ – податливость киля в произвольном сечении с координатой $x \in [0, L]$; $d = 2 \text{ м}$ – расстояние между центрами кильблоков.

Для нахождения функции $A_k(x)$ может быть использован любой метод расчета перекрытий. В данном случае использовался МКЭ для балочной модели перекрытия (рис.3).

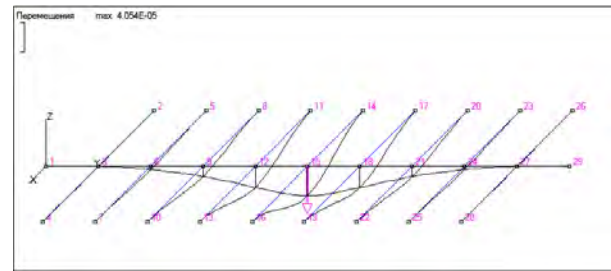


Рис.3. Балочная модель днищевого перекрытия

В конечно-элементной модели перекрытия учтены киль и флоры, имеющие с присоединенными поясками обшивки моменты инерции $I_k = 5,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ и $I_f = 3,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$. Балки приняты жестко заделанными: киль на поперечных переборках, флоры на продольных переборках. Перекрытие нагружалось поперечным усилием $1Н$ последовательно в каждом узле киля. На рис.4 показана функция $k_{\Sigma}(x)$ по всей длине килевой дорожки.

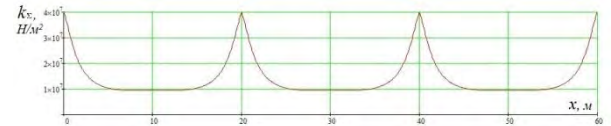


Рис.4. Функция $k_{\Sigma}(x)$

При числе флоров более девяти возможно нахождение функции $A_k(x)$ сведением расчета перекрытия к расчету киля на сплошном упругом основании (СУО). В этом случае можно использовать известные решения о прогибе балки под сосредоточенной в произвольном сечении силой, и в качестве функции $A_k(x)$ выбрать, например, огибающую таких прогибов. На Рис.5 показаны безразмерные функции $A_k(x)$ в зависимости от относительной координаты $x = x / L_o \in [0, 1]$ в пределах одного отсека, полученные: 1– как огибающая точного решения для прогиба киля на СУО в произвольном сечении через функции Н. П. Пузыревского при аргументе $u=3,15$; 2– по прогибу киля на СУО в середине пролета через функцию И. Г. Бубнова при $u=3,15$ и аппроксимацию огибающей по длине пролета; 3– по МКЭ для балочной модели перекрытия (Рис.3).

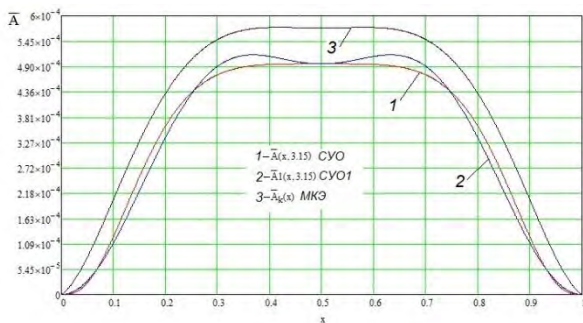


Рис.5. Варианты функции $A_i(x)$

Уравнение (1) решалось методом Рунге на интервале $x \in [0, L]$. В упрощенной модели баржи-площадки свешивающиеся части корпуса за пределы килевой дорожки не учитывались. Для прогиба судна принималось следующее выражение

$$w_c(x) = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i \cdot y_i(x), \quad (3)$$

где a_0, a_i – коэффициенты, определяемые из условия минимума функционала полной потенциальной энергии системы «баржа-килевая дорожка», а базисные функции $y_i(x)$ имели вид

$$y_1(x) = \sin \frac{\pi x}{nL_0}, \quad y_2(x) = \sin \frac{3\pi x}{nL_0}, \quad (4)$$

$$y_3(x) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L_0} \right), \quad y_4(x) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{4\pi x}{L_0} \right).$$

Прогиб килея определяется выражением

$$w_k(x) = w_c(x) \left[1 - k_{\Sigma}(x) A_k(x) d \right], \quad (5)$$

а прогиб килея относительно корпуса баржи

$$w(x) = w_k(x) - w_c(x) = -w_c(x) k_{\Sigma}(x) A_k(x) d \quad (6)$$

На рис.6 показаны эти три функции.

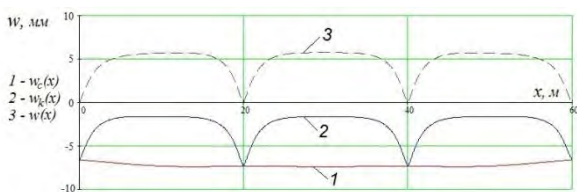


Рис.6. Функции $w_c(x), w_k(x)$ и $w(x)$

Из рис.6 видно, что корпус баржи по линии борта прогибается в носу и корме на 6,6 мм, на миделе и поперечных переборках на 7,4 мм, а по линии килея в серединах отсеков на 1,6 мм.

Перерезывающую силу и изгибающий момент в корпусе судна находим интегрированием нагрузки

$$N_c(x) = N_0 + \int_0^x q_{\Sigma}(x) dx, \quad M_c(x) = M_0 + \int_0^x N(x) dx, \quad (7)$$

где $q_{\Sigma}(x) = q - k_{\Sigma}(x) w_c(x)$; N_0 и M_0 – значения силы и момента при $x=0$, в данном расчете равные нулю.

Перерезывающую силу и изгибающий момент в киле находим дифференцированием функции $w(x)$

$$N_k(x) = EI_k w''(x), \quad M_k(x) = EI_k w'(x). \quad (8)$$

По усилиям в судне и в киле вычисляются общие и местные нормальные и касательные напряжения.

2. Конечно-элементная модель

Для оценки работоспособности балочной модели (БМ) была создана конечно-элементная модель (КЭМ) симметричной четверти корпуса баржи-площадки с достаточно мелкой сеткой в районе килея и соответствующими граничными условиями в плоскостях симметрии. Свешивающиеся за килевую дорожку части корпуса не моделировались. Поперечное сечение было принято постоянным по всей длине баржи-площадки в соответствии с Рис.2. Для моделирования конструкций корпуса, включая киль и поперечный набор при поперечной шпации 2 м, использованы конечные элементы тонкой оболочки, для кильблоков – объемные конечные элементы.

Для возможности сопоставления результатов с БМ поперечные переборки моделировались как жесткие диафрагмы. Весовая погонная нагрузка q прикладывалась по линиям пересечения продольных переборок и днища.

Вертикальные перемещения КЭМ и напряжения в киле в районе переборки показаны на Рис.7-9.

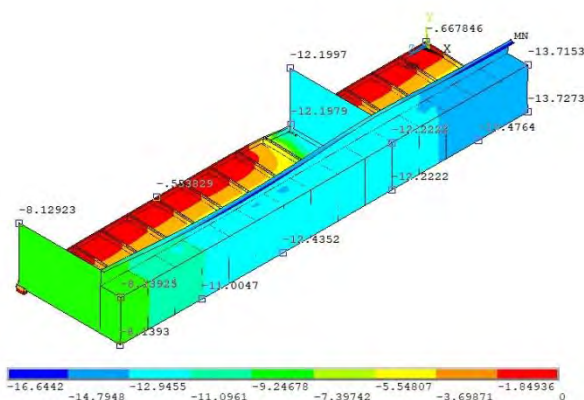


Рис.7. Вертикальные перемещения КЭМ, мм

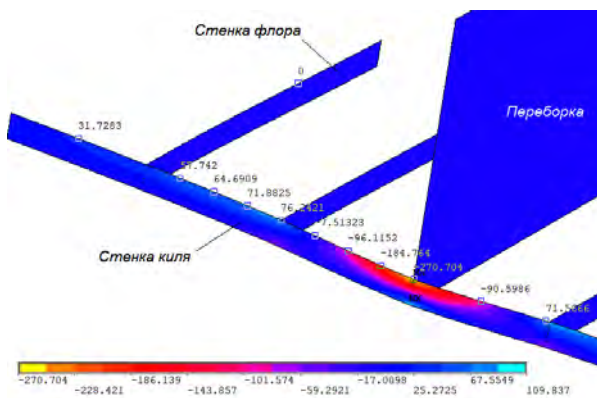


Рис.8. Нормальные напряжения в киле, МПа

На рис.7-9 хорошо видна местная деформация днищевых перекрытий и локальный изгиб килея у поперечных переборок.

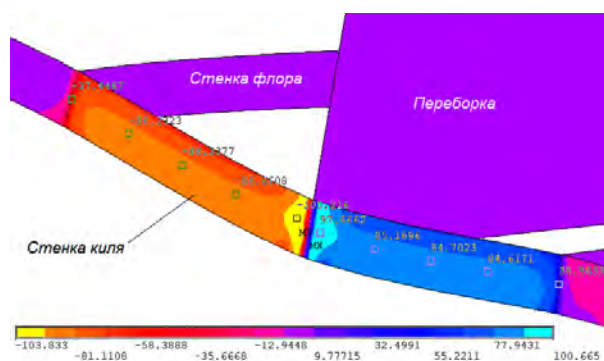


Рис.9. Касательные напряжения в киле, МПа

3. Сравнение результатов расчета

Сравнение результатов расчетов по балочной модели и по КЭМ показывает, что в балочной модели податливость днищевых перекрытий оказалась заниженной, что связано с учетом в ней податливости опорного контура перекрытий и податливости заделки ПС и БГН, неравномерностью обжатия наиболее нагруженных кильблоков под переборками. Это привело к меньшему относительному изгибу киле в отсеках и меньшему абсолютному смещению и прогибу корпуса (табл.2).

Таблица 2

Вертикальные перемещения корпуса

Величина, мм	БМ	КЭМ
На переборках среднее	7,0	10,2
На переборках наибольшее	7,3	12,2
На переборках наименьшее	6,6	8,1
Стрелка прогиба корпуса по борту	0,8	5,6
Смещение киле на миделе	1,6	0,7
Стрелка прогиба киле на миделе	5,7	11,5

Сравнение локальных напряжений в киле показывает, что результаты по БМ и КЭМ близки друг другу (рис. 10).

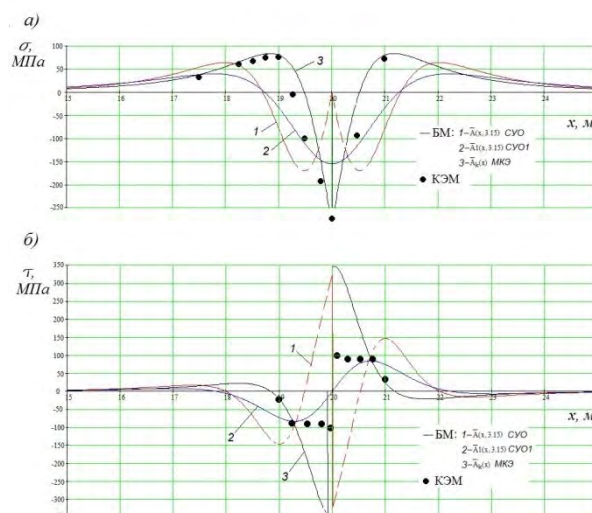


Рис.10. Напряжения в киле: а)- нормальные; б)- касательные

Заключение

Как видно из приведенных результатов, местные максимальные нормальные напряжения в киле возле переборок достигают 150-200 МПа, а касательные – 100 МПа. Эти напряжения значительно превышают наибольшие напряжения от общего изгиба корпуса. Для снижения местных напряжений в киле следует увеличивать жесткость килевой дорожки в районе поперечных переборок за счет более частой установки кильблоков у переборок или установки клеток под поперечными переборками.

Несмотря на большую «жесткость» балочной модели, она позволяет в целом верно качественно и количественно оценивать дополнительные местные напряжения в киле, вызванные конечной жесткостью днищевых перекрытий.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Шиманский Ю.А. Расчет прочности корпуса корабля при постановке в док и при спуске на воду. М., изд. «Оборонгиз», 1946, 92 с.
2. Короткин Я.И. Прочность корабля. Л., изд. «Судостроение», 1974, 432 с.
3. Манухин В.А. Прочность корабля. Конспект лекций. СПб, изд. СПбГМТУ, 2011, 239 с.

References

1. Shimansky Y.A. Raschet prochnosti korpusa korablya pri postanovke v dok i pri spuske na vodu [Calculation of the strength of the ship's hull during docking and launching]. M., izd. «Oborongiz», 1946, 92 s.
2. Korotkin Y.I. Prochnost korablya [The strength of the ship]. L., izd. «Sudostroenie», 1974, 432 s.
3. Manuhin V.A. Prochnost korablja. Konspekt lekciy [The strength of the ship. Lecture notes]. SPb, izd. SPbGMTU, 2011, 239 s.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Вадим Анатольевич Манухин, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nikal6@mail.ru

Vadim A. Manukhin, Ph.D. (Eng), Associate professor, Associate professor of Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: nikal6@mail.ru

УДК 533.6.04:532.5.031

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.038

Численное определение гидродинамических характеристик крыла, движущегося под свободной поверхностью

М.А. Ливеринова¹, Н.В. Тряскин¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация В работе рассмотрено влияние параметров профиля на его гидродинамические характеристики. Задача решена методом, учитывающим вязкость, расчёты произведены в открытом пакете OpenFOAM методом контрольного объема, и потенциальным, численная реализация осуществляется методом граничного элемента. Оценка вихреволнового взаимодействия в потенциальном методе выполняется с помощью распределения гидродинамических особенностей по поверхности профиля и свободной поверхности, и численного решения системы уравнений нелинейной нестационарной задачи о движении крыла вблизи раздела сред вода-воздух. В вязкостном методе совместно решены уравнения Навье-Стокса и неразрывности, осреднённые по Рейнольдсу. Решена плоская задача, движение рассмотрено обращенное. Произведена верификация математической модели и найдено сеточно-независимое решение. Рассмотрено влияние относительной глубины погружения, различных скоростей движения, малых углов атаки, формы профиля в плане на его основные эксплуатационные характеристики: коэффициент подъемной силы и коэффициент сопротивления. Выбраны три профиля в плане: сегментный, Вальхнера, симметричный. Сделаны выводы о влиянии параметров профиля на гидродинамические характеристики (ГДХ), построены зависимости ГДХ от исследуемых параметров и распределение коэффициента давления по поверхности профиля. Рассмотренные методы хорошо согласуются между собой, позволяют оценить ГДХ крыла, построить волновую поверхность, подобрать оптимальные параметры движения для СПК численно на стадии проектирования.

Ключевые слова: CFD, численное моделирование, уравнения Рейнольдса, гидродинамические характеристики, профиль крыла, волновой профиль, свободная поверхность, потенциальный метод.

Numerical determination of hydrodynamic characteristics of a submerged airfoil

Mariya A. Liverinova¹, Nikita V. Tryaskin¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract In this article, the influence of the profile parameters on the hydrodynamic characteristics of a submerged airfoil is reviewed. A home-made code based on boundary element method and hypotheses of the potential theory was used. The interaction between free surface and airfoil generated vortexes was estimated by distribution of hydrodynamic singularities on the airfoil and free surface. To consider viscosity effects, an open-source packet OpenFOAM based on finite-volume method was used to solve the Navier-Stokes and continuity equations averaged by Reynolds method. The mathematical model was verified and validated, and a grid-independent solution was found. The influence of the relative depth of immersion, speed, angle of attack, and the shape of the profile on its main hydrodynamic characteristics was considered. Three profiles were selected: segmental, Walchner, and symmetrical. The dependences of coefficients on the studied parameters and the distribution of the pressure coefficient over the profile are studied and analyzed. The considered methods are in a good agreement with each other. Obtained results allow to estimate the wing hydrodynamic characteristics and resulting wave surface which give possibility to select the optimal motion parameters for the hydrofoil at the early design stage.

Key words: CFD, numerical simulation, Reynolds equations, airfoil, hydrodynamic characteristics, wave profile, free surface, potential method.

Введение

При увеличении скорости судна его сопротивление увеличивается пропорционально квадрату скорости, что ведёт к увеличению мощности и веса пропульсивной установки. Уменьшение сопротивления может быть достигнуто разными способами: использование эффектов динамического или статического поддержания, либо проектирование корпуса судна таким образом, чтобы уменьшить сопротивление. Суда на подводных крыльях относятся к судам с динамическим принципом поддержания и обладают рядом достоинств: высокая скорость, манёвренность, простота в эксплуатации, но недостатком является неустойчивость на волнении и недостаточное теоретическое исследование изменения гидродинамических характеристик в зависимости от параметров движения. Приближение крыла к свободной поверхности сопровождается волнообразованием, которое способствует

изменению распределения давлений по поверхности крыла, величины подъёмной силы и сопротивления.

Вопросом влияния свободной поверхности занималась Мальцева Ю.Е. [1], рассмотрена задача о движении крыла в плоской постановке с разделом сред близких плотностей, в качестве гидродинамических особенностей приняты вихри, оценены динамические характеристики крыла; Бесядовский А.Р. рассмотрел аналогичную задачу [2], в работе учтены различные гидродинамические особенности и рассмотрен пространственный случай. Также в работе Бесядовского А.Р. [4] рассмотрена крыльевая компоновка с углублением в вопрос устойчивости крыла, предложены комбинации углов атаки, обеспечивающих хорошие несущие способности компоновки. Влияние параметров турбулентности на характеристики переходного режима течения при обтекании профиля рассмотрены в [3] с применением численных методов в пакете OpenFOAM. В работе [5] исследовано движение профиля под свободной поверхностью численными методами, результаты

сравнены с экспериментом. Построены зависимости для различных глубин погружения, при постоянных остальных параметрах. K.-S.Min, S.-H.Kang и H.Streckwall в своей работе [6] рассмотрели панельные методы решения задачи о движении профиля под свободной поверхностью, результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными. Рассмотрено обтекание двух профилей на широком диапазоне углов атаки и глубин погружения.

В настоящей работе исследовано влияние четырех параметров крыла, движущегося под свободной поверхностью, на его гидродинамические характеристики: относительная глубина погружения, скорость движения, форма профиля в плане, угол атаки. Цель работы – исследование влияния параметров профиля на его гидродинамические характеристики, сравнение двух методов решения поставленной задачи. Анализ литературы показал, что для оценки вопросов ходкости и устойчивости необходимо построить волновой профиль при движении крыла под свободной поверхностью, что может быть получено в результате численного решения задачи для раздела сред вода-воздух.

1. Математическая постановка задачи

Задача о численном моделировании движения крыла под свободной поверхностью решается двумя методами: потенциальным, суть которого заключается в распределении вихревых особенностей по поверхности профиля крыла, численно метод реализуется методом граничного элемента и вязкостным, в котором численно решаются уравнения Навье-Стокса и неразрывности, осреднённые по Рейнольдсу, численная реализация задачи осуществляется методом контрольного объема. Рассматривается плоская задача и обращённое движение.

Метод граничного элемента (МГЭ)

Для решения нелинейной нестационарной задачи о движении крыла под свободной поверхностью с постоянной скоростью в потенциальной постановке приняты следующие допущения:

1. Полем внешних массовых сил является однородное поле силы тяжести;
2. Пограничный слой на теле, свободная поверхность и след заменяются поверхностями разрыва тангенциальной скорости, моделируемыми вихревыми слоями;
3. Жидкость несжимаемая и невязкая;
4. Течение жидкости плоскопараллельное.

Необходимо, чтобы потенциал вызванных скоростей вне тела и границы раздела сред в каждый момент времени удовлетворял уравнению Лапласа:

$$\nabla^2 \cdot \varphi = 0 \quad (1)$$

где φ – потенциал вызванных скоростей.

Для описания неустановившегося движения невязкой жидкости используется интеграл Лагранжа:

$$p = -\rho \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{U^2}{2} + gy \right) \quad (2)$$

здесь p – давление, ρ – плотность среды, U – скорость, g – ускорение свободного падения.

Для решения дифференциального уравнения приняты следующие граничные условия:

– на поверхности тела задаётся условие непротекания:

$$(\nabla \varphi - \vec{U}) \cdot \vec{n} = 0 \quad (3)$$

– на вихревой пелене за крылом задаются условия непрерывности давления и нормальной скорости:

$$p_+ = p_- \quad (4)$$

– на границе раздела сред задаются условия: динамическое

$$p_1 = p_2 \quad (5)$$

кинематическое

$$(\nabla \varphi_1, \vec{n}_{fs}) = (\nabla \varphi_2, \vec{n}_{fs}) \quad (6)$$

здесь индекс 1 для воздушной среды, 2 – для водной, fs – свободная поверхность

– на бесконечности условие ограниченности возмущений

$$\begin{cases} |\varphi| \leq M < +\infty, & \vec{r} \rightarrow +\infty \\ |\varphi| \rightarrow 0, & x \rightarrow -\infty, y \rightarrow \pm\infty \\ |\varphi| \leq M' < +\infty, & x \rightarrow +\infty \end{cases} \quad (7)$$

выполнение теоремы Томсона

$$\oint_L (\nabla \varphi, d\vec{r}) = 0 \quad (8)$$

В качестве начальных условий принимается отсутствие вызванных скоростей в жидкости до начала движения крыла

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = 0, \quad t = 0, \quad y = 0 \quad (9)$$

Уравнения (1)-(9) составляют математическую модель нелинейной задачи учёта вихреволнового взаимодействия при движении крыльцевого профиля под свободной поверхностью.

Твёрдый контур, граница раздела жидкостей и вихревой след заменяются тонкими вихревыми слоями с соответствующими интенсивностями. Поверхность тела и поверхность раздела состоят из прямолинейных вихревых панелей, вихревой след моделируется дискретными вихрями.

Метод контрольного объёма (МКО)

Для решения поставленной задачи в вязкостной постановке используются уравнения Навье-Стокса и неразрывности, осреднённые по Рейнольдсу:

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \langle u_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \langle u'_i u'_j \rangle}{\partial x_j} + g_i + F_\sigma \quad (10)$$

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

где F_σ - сила поверхностного натяжения.

Граница раздела воздух - вода может быть эффективно описана с помощью метода объёмной фракции жидкости VoF. В настоящей работе используется модифицированная версия VoF [10]

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_j \rangle \alpha_q}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_q (1 - \alpha_q) U_r) \quad (12)$$

где U_r – поле скорости сжатия границы.

Для замыкания уравнений (10)-(11) используется градиентно-диффузионная гипотеза и уравнениями переноса для модели турбулентности $k - \omega SST$:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \langle U_j \rangle \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma^* v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \langle U_j \rangle \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (14)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности, ω – удельная скорость диссипации, а замыкающие коэффициенты представлены в [10].

Для решения дифференциальных уравнений (10)-(14) приняты следующие граничные условия:

– на входной границе расчётной области (рис. 1) задаются следующие условия: $\vec{u} = \vec{u}_0, \frac{\partial P}{\partial n} = 0$, где \vec{u}_0 – скорость потока, $P = p - \rho gh$, где p – абсолютное давление, h – высота столба жидкости, $\begin{cases} \alpha = 1, \zeta < 0 \\ \alpha = 0, \zeta \geq 0 \end{cases}$ где ζ – положение свободной поверхности, k и ω определяются согласно [10];

– на выходной границе расчётной области задаются следующие условия: $\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \frac{\partial P}{\partial n} = 0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial n} = 0, \frac{\partial \alpha}{\partial n} = 0$;

– на верхней границе расчётной области задаются следующие условия: $\vec{u} = \vec{u}_0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial n} = 0, \frac{\partial \alpha}{\partial n} = 0, P = p_0$, где p_0 – относительное давление;

– на нижней границе расчётной области задаются следующие условия: $\vec{u} = \vec{u}_0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \omega}{\partial n} = 0, \frac{\partial \alpha}{\partial n} = 0, \frac{\partial P}{\partial n} = 0$;

– на профиле крыла задаются следующие условия: $\vec{u} = 0, \frac{\partial P}{\partial n} = 0, \frac{\partial \alpha}{\partial n} = 0, k$ и ω определяются с помощью пристеночных функций [10].



Рис. 1. Обозначение границ расчётной области

2. Верификация математической модели для МКО

Для определения сеточной сходимости решения по коэффициенту подъёмной силы построена расчётная сетка с исходным количеством ячеек – уровень улучшения (refLevel) 1. На следующем шаге сетка уменьшается согласно формуле:

$$\Delta x = \Delta x_0 / \text{refLevel} \quad (16)$$

где в Δx_0 – исходный размер ячейки, в Δx – требуемый размер ячейки, refLevel изменяется от 1 до 9.5 с шагом 0.25. На рис. 1 представлены

результаты определения сеточной сходимости, которая достигнута при refLevel = 7.

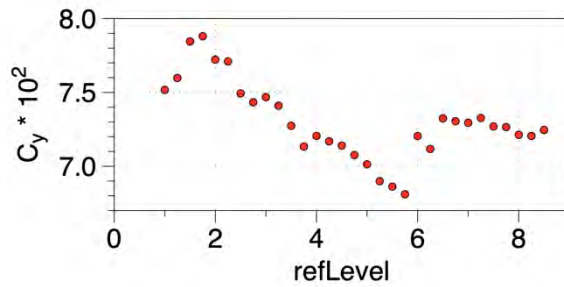


Рис. 1. Сеточная сходимость

Верификация математической модели основана на эксперименте [5], в котором рассмотрен профиль, движущийся под свободной поверхностью на 7 различных глубинах погружения при постоянном угле атаки. В численном эксперименте были рассмотрены две модели турбулентности: $k - \epsilon$ и $k - \omega SST$. Последняя даёт результаты, хорошо согласующиеся с экспериментом (рис. 2).

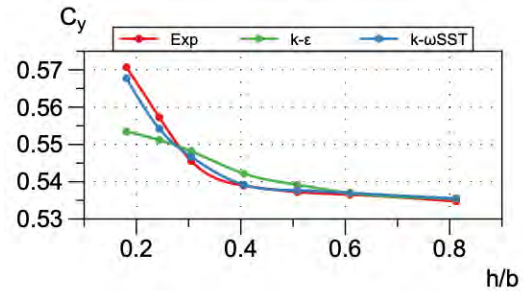


Рис. 2. Верификация модели

3. Результаты численного моделирования

Исходные данные

Для численного моделирования поставленной задачи выбраны три профиля в плане, показанные на рисунке 3: сегментный (а), симметричный (б), Вальхнера (в), с толщиной 5% и радиусом скругления носовой части $r = 0.01 \cdot b$. Обтекание профилей рассмотрено при углах атаки $\alpha = -1^\circ, -0.5^\circ, 0^\circ, 0.5^\circ, 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$.

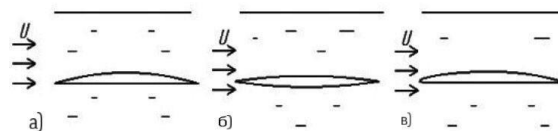


Рис. 3. Профили в плане: а) сегментный, б) симметричный, в) Вальхнера

Движение профиля рассматривается при скоростях $Fr = 2.6, 3.5, 4.8, 5.2, 5.7$. Относительная глубина погружения $h/b = 0.3, 0.5, 0.75, 1.0$, где h – глубина погружения хвостика профиля, b – хорда.

Зависимость коэффициентов сил от исследуемых параметров

На рисунке 4 представлены зависимости коэффициента подъёмной силы от относительной глубины погружения. При увеличении h/b возрастает

C_y , что объяснимо уменьшением разрежения на засасывающей стороне крыла при приближении к свободной поверхности. С увеличением угла атаки возрастает циркуляция вокруг профиля, что приводит к увеличению C_y . Результаты обоих методов показали хорошую согласованность.

Зависимость подъёмной силы от относительной глубины погружения имеет одинаковый характер для всех рассматриваемых профилей, поэтому в работе приведен график только для симметричного профиля.

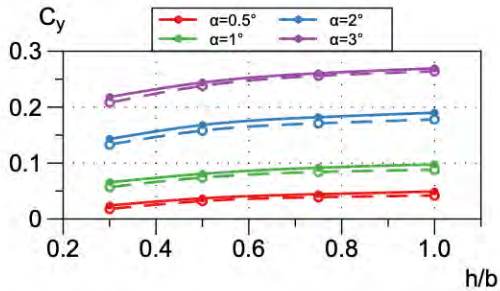


Рис.4. Зависимость подъемной силы C_y от относительной глубины погружения h/b при числе $Fr = 5.7$, симметричный профиль. Пунктирная линия – потенциальный метод, сплошная линия – вязкостный

На рисунке 5 показано влияние скорости движения крыла на подъемную силу при различных углах атаки и постоянной относительной глубине погружения. Видно, что у МГЭ скорость движения профиля слабо влияет на C_y , при этом для МКО наблюдается возрастание C_y до числа $Fr = 4.8$, а после – выход на режим автомодельности.

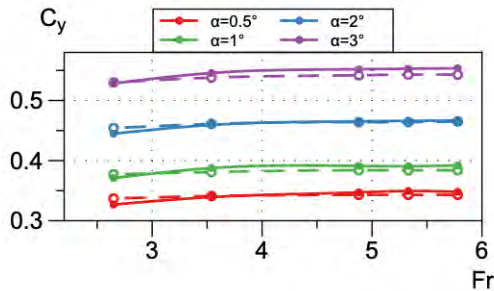


Рис.5. Зависимость подъемной силы C_y от числа Fr при относительной глубине погружения $h/b = 0.75$, сегментный профиль. Пунктирная линия – потенциальный метод, сплошная линия – вязкостный

На рисунке 6 представлены зависимости коэффициента подъемной силы от угла атаки для трёх профилей, наблюдается согласованность потенциального и вязкостного методов для симметричного и сегментного профилей. Значения подъемной силы для профиля Вальхнера в МГЭ на 10-15% больше, чем в МКО. Для такого расхождения нет оснований, т.к. средние линии профилей имеют близкую кривизну.

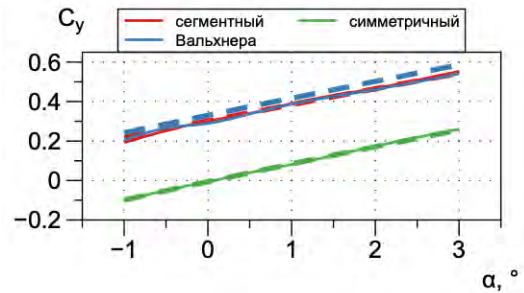


Рис. 6. Зависимость подъемной силы C_y от угла атаки α для трёх профилей при $h/b = 0.75$, $Fr = 5.7$. Пунктирная линия – потенциальный метод, сплошная линия – вязкостный

На рисунке 7 представлены зависимости коэффициента подъемной силы и сопротивления от скорости движения и относительной глубины погружения построенный по результатам численного моделирования МКО. Из графиков видно, что по C_y режим автомодельности наступает при числе $Fr > 5.0$, для C_x режима автомодельности в диапазоне рассмотренных скоростей движения не наблюдается. Тенденция коэффициента сопротивления хорошо согласуется с оценочными формулами для расчета волнового и профильного (вязкостного) сопротивления [8].

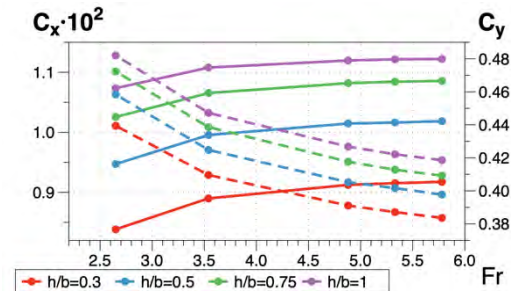


Рис.7. Зависимости коэффициента подъемной силы C_y (сплошные линии) и коэффициента сопротивления C_x (прерывистые линии) от скорости движения сегментного профиля при $\alpha = 2^\circ$.

Зависимость коэффициента давления от исследуемых параметров

На рисунке 8 представлена зависимость коэффициента давления для трёх профилей при постоянных скорости, относительной глубине погружения и угле атаки. Анализ графика показывает, что разница давлений на нагнетающей и засасывающей сторонах симметричного профиля значительно меньше, чем на профилях Вальхнера и сегментном. Последние имеют близкие коэффициенты давления на нагнетающей стороне, а на засасывающей профиль Вальхнера имеет больший градиент давления в носовой части.

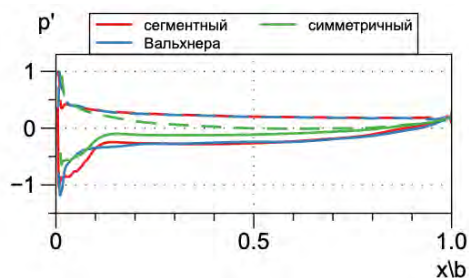


Рис. 8. Коэффициент давления p' для трёх профилей при скорости движения $Fr = 5.7$, относительной глубине погружения $h/b = 0.75$ и угле атаки $\alpha = 2^\circ$. Пунктирная линия – нагнетающая сторона, сплошная линия – засасывающая

На рисунке 9 представлена зависимость коэффициента давления для сегментного профиля от угла атаки при постоянных скорости и относительной глубине погружения. Анализ графика показывает, что с увеличением угла атаки разрежение на засасывающей стороне растёт, что приводит к увеличению подъёмной силы. На графиках видно смещение критической точки вниз по нагнетающей стороне при увеличении угла атаки. Также можно отметить разрежение на нагнетающей стороне для отрицательного угла атаки, при положительных разрежение происходит на засасывающей стороне.

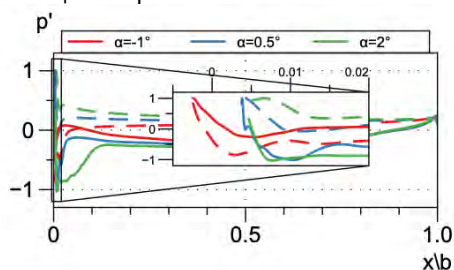


Рис.9. Коэффициент давления p' для сегментного профиля, относительная глубина погружения $h/b = 0.75$, число $Fr = 5.7$. Пунктирная линия – нагнетающая сторона, сплошная линия – засасывающая

Волновые поверхности при движении профиля с заданными параметрами

На рисунке 10 показана сравнение волновых поверхностей для МГЭ и МКО для двух относительных глубин погружения. Волновые поверхности хорошо согласуются между двумя методами.

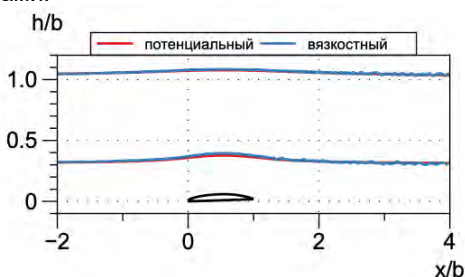


Рис. 10. Волновой профиль, число $Fr = 5.7$, угол атаки $\alpha = -1^\circ$, профиль Вальхнера

На рисунке 11 показаны волновые поверхности в зависимости от скорости движения профиля, построенные в результате расчета потенциальным методом. Из графиков можно отметить то, что в зависимости от числа Fr волновая поверхность на удалении до 4 хорд изменяется незначительно, наблюдается характерный горб над профилем.

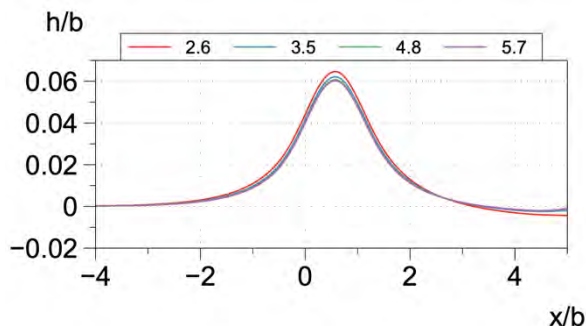


Рис.11. Волновой профиль для сегментного профиля при различных числах Фруда, относительная глубина погружения $h/b = 0.3$, угол атаки $\alpha = -1^\circ$

На рисунке 12 показана волновая поверхность для сегментного профиля, движущегося с разными скоростями при $h/b = 0.3$ и $\alpha = 3^\circ$, полученная в результате расчета вязкостным методом. С увеличением скорости свободная поверхность на расстоянии 4 хорд при малых скоростях $Fr = 2.6$, $Fr = 3.5$ значительно деформируется, а при больших скоростях свободная поверхность практически не изменяет своего профиля. Также, как и в потенциальном методе, наблюдается горб над профилем.

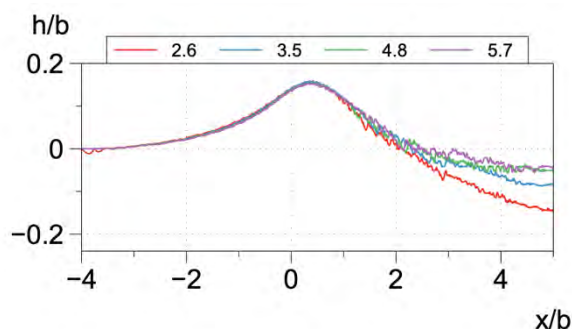


Рис.12. Волновой профиль для сегментного профиля при различных числах Фруда, относительная глубина погружения $h/b = 0.3$, угол атаки $\alpha = 3^\circ$

Заключение

Анализ гидродинамических характеристик, полученных двумя различными методами для трёх профилей, показал:

1. Коэффициент подъёмной силы с увеличением относительной глубины погружения и скорости движения возрастает. Режим автомодельности наступает при $Fr > 5$. Коэффициент сопротивления в поставленной двумерной задаче уменьшается с увеличением скорости. Зависимость подъёмной силы от угла атаки показала различность в двух рассмотренных методах (МКО и МГЭ) для профиля Вальхнера.

2. Профили Вальхнера и сегментный имеют схожие распределения коэффициентов давления и

дают большую подъёмную силу, чем симметричный профиль при рассматриваемых параметрах движения.

3. Построение волновой поверхности показало различность между двумя рассмотренными

методами. В МГЭ скорость движения профиля оказывает незначительное влияние на образуемую поверхность, для МКО наблюдается различность в волновых поверхностях при малых скоростях движения профиля.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Мальцева Ю.Е. (2006) Гидродинамическое и вихреволновое взаимодействие крыла с резким пикноклином.: Дис. СПб., 135 с.
2. Бесядовский А.Р., Саттарова А.Н. (2009) Деформация границы раздела сред различной плотности в присутствии гидродинамической особенности. Морские интеллектуальные технологии, №3, с. 36-39.
3. Али Р., Тряскин Н.В. Влияние параметров турбулентности на характеристики переходного режима течения при обтекании профиля NACA 0012 (2019). Морские интеллектуальные технологии, №3 (45) Т.2, с. 39-44.
4. Бесядовский А.Р., Латушко А.И. (2012) Сравнение различных компоновок экранопланов. Морские интеллектуальные технологии, №1 (15), с. 45-47.
5. Md. Mashud Karim, Bijoy Prasad, Nasif Rahman, 2014. Numerical simulation of free surface water wave for the flow around NACA 0015 hydrofoil using the volume of fluid (VOF) method.
6. K.-S.Min, S.-H.Kang, H.Streckwall, 2018. Numerical and experimental studies for the prediction of Hydrodynamic Characteristics of two-dimensional hydrofoils operating under the free surface. 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, D.C.
7. Павловский В.А., Никущенко Д.В. Вычислительная гидродинамика. Теоретические основы: Учебное пособие. – СПб.: Издательство Лань, 2018
8. Плисов Н.Б, Рождественский К.В., Трешков В.К. Аэрогидродинамика судов с динамическими принципами поддержания: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1991. – 248 с.
9. Войткунский Я.И. Теория волн и волнового сопротивления. Л.: Из.ЛКИ, 1958. - 175 с.
10. ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013.

References

1. Maltseva Yu.E. (2006) Gidrodinamicheskoe i vikhrevolnovoe vzaimodeystvie kryla s rezkim piknoklinom. [Hydrodynamic and vortex-wave interaction of a wing with a sharp pycnocline]: Dis. SPb., 135 s.
2. Besyadovskiy A.R., Sattarova A.N. Deformatsiya granitsy razdela sred razlichnoy plotnosti v prisutstvii gidrodinamicheskoy osobennosti [Deformation of the interface between media of different density in the presence of a hydrodynamic feature]. Morskie intellektualnye tekhnologii, 2009, №3, s. 36-39.
3. Ali R., Tryaskin N.V. Vliyaniye parametrov turbulentsnosti na kharakteristiki perekhodnogo rezhima techeniya pri obtekanii profilya NACA 0012 [Effects of turbulence variables on transition flow characteristics over naca0012 airfoil]. Morskie intellektualnye tekhnologii, 2019, №3 (45) T.2, s. 39-44.
4. Besyadovskiy A.R., Latushko A.I. Sravneniye razlichnykh komponovok ekranovlanov [Comparison of different layouts of ekranoplanes]. Morskie intellektualnye tekhnologii, 2012, №1 (15), s. 45-47.
5. Md. Mashud Karim, Bijoy Prasad, Nasif Rahman, 2014. Numerical simulation of free surface water wave for the flow around NACA 0015 hydrofoil using the volume of fluid (VOF) method.
6. Numerical and experimental studies for the prediction of Hydrodynamic Characteristics of two-dimensional hydrofoils operating under the free surface. 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, D.C.
7. Pavlovskij V.A., Nikushhenko D.V. Vychislitel'naja gidrodinamika. Teoreticheskie osnovy: Uchebnoe posobie [Computational Fluid Dynamics. Theoretical Foundations: Study Guide]. – SPb.: Izdatelstvo Lan, 2018
8. Plisov N.B, Rozhdestvenskiy K.V., Treshkov V.K. Aerogidrodinamika sudov s dinamičeskimi printsipami podderzhaniya: Uchebnoe posobie [Aerohydrodynamics of vessels with dynamic principles of maintenance: Study Guide]. – L.: Sudostroyeniye, 1991. – 248 s.
9. Voytkunskiy Ya.I. Teoriya voln i volnovogo soprotivleniya [Theory of waves and wave resistance]. L.: Iz.LKI, 1958. - 175 s.
10. ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Мария Алексеевна Ливеринова, магистр, лаборант кафедры Гидроаэромеханики и морской акустики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mary.liverinova@mail.ru

Никита Владимирович Тряскин, кандидат технических наук, доцент кафедры Гидроаэромеханики и морской акустики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nikita.tryaskin@smtu.ru

Mariya A. Liverinova, master, laboratory assistant of the Department of the fluid mechanics and marine acoustics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: mary.liverinova@mail.ru

Nikita V. Tryaskin, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of the Fluid Mechanics and Marine Acoustics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: nikita.tryaskin@smtu.ru

Учет предложений Интернациональной Морской Организации (ИМО) при разработке новых требований российского морского регистра судоходства к остойчивости судов

Р.В. Борисов¹, М.А. Кутейников^{1,2}, А.А. Лузянин¹, В.Р. Самойлов²

¹Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет, ²Российский Морской Регистр Судоходства

Аннотация. При создании норм для морских судов, попадающих в разнообразные гидрометеорологические условия, достоверный расчет кренящих моментов затруднителен, и задача определения минимально допустимых характеристик остойчивости (критериев) решалась путем анализа статистических данных об остойчивости судов, успешно эксплуатировавшихся или потерпевших аварию вследствие недостаточной остойчивости. Применительно к требованиям ИМО в качестве нормируемых характеристик остойчивости были приняты характеристики начальной остойчивости и диаграммы статической остойчивости.

В настоящее время в ИМО ведется активная работа по созданию критериев остойчивости нового поколения, учитывающих более широкий круг явлений, опасных с точки зрения остойчивости судна, Действующие нормы Кодекса ИМО по остойчивости 2008 года их не учитывают.

С учетом близости отечественных и международных методик оценки кратковременных и долговременных показателей мореходности анализируются результаты этой работы и оценивается возможность использования предлагаемых в ИМО подходов в отечественной практике нормирования мореходности.

Ключевые слова: критерии и показатели мореходности, нерегулярное волнение, интенсивность волнения, правила Морского Регистра судоходства РФ.

Consideration of International Maritime Organization (IMO) proposals when developing new requirements of the Russian Register of Shipping to the stability of ship

Rudol'f V. Borisov¹, Michail A. Kuteynikov^{1,2}, Aleksandr A. Luzyanin¹, Vladimir R. Samoilov²

¹State marine technical university of Saint-Petersburg, ²Russian Maritime Register Of Shipping

Abstract. For sea going ships operated in different hydro meteorological conditions reliable determination of heeling moments is difficult and the task of obtaining minimum allowable stability characteristics (criteria) was done by statistical stability analysis of ships successfully operated or capsized due to lack of stability. At IMO requirements intact stability was regulated by meta centric height and stability diagram requirements.

Currently, IMO is actively working on creating new generation stability criteria, which take into account a wider range of phenomena hazardous in terms of ship stability. The current standards of the IMO Stability Code 2008 do not take them into account.

Considering the proximity of domestic and international methods for assessing short-term and long-term seaworthiness indices, the results of this work are analyzed and the possibility of using the approaches proposed by IMO in the domestic practice of seaworthiness rationing is evaluated.

Key words: seaworthiness criteria and standards, irregular waves, intensity of waves, code on stability, the Rules of the Russian Maritime Register of Shipping.

Требования, базирующиеся на решении задачи обеспечения неопрокидывания судна под воздействием ветра и морского волнения, составляют основное содержание действующих норм остойчивости судов в различных странах и Международной морской организации (ИМО). При создании норм для морских судов, попадающих в разнообразные гидрометеорологические условия, достоверный расчет кренящих моментов затруднителен, и задача определения минимально допустимых характеристик остойчивости (критериев) решалась путем анализа статистических данных об остойчивости судов, успешно эксплуатировавшихся или потерпевших аварию вследствие недостаточной остойчивости. Применительно к требованиям ИМО в качестве нормируемых характеристик остойчивости были приняты характеристики начальной остойчивости и диаграммы статической остойчивости (Резолюции ИМО А. 167, 168, 206). Основным недостатком этих критериев является необоснованность их применения к судам «новых» типов и размеров, не вошедших в статистику

аварийности, отсутствие учета внешних условий района плавания. Попыткой «прямого» расчета стал критерий погоды «К» (лаговый критерий), который зависит от района эксплуатации и представляет собой отношение опрокидывающего и кренящего ветрового моментов (Резолюция PIMO A.562). Однако, входящие в расчетные зависимости его определения параметры также базируются на статистике, а расчетная ситуация учитывает только одно положение судна по отношению к направлению волнения — лагом [4].

Таким образом, существующие требования к остойчивости (позже объединенные в Кодекс по остойчивости — 2008 IS Code [5]) основаны на детерминистических критериях, связанных с типами и размерениями судов 1960 годов, не учитывают возможных условий потери остойчивости при плавании на морском волнении различных направлений, интенсивностей и относительных скоростей движения судна. Исходя из этого, с начала XXI века в ИМО стартовала работа по совершенствованию требований к остойчивости для

устранения перечисленных недостатков действующих норм. Работа получила общее название «создание критериев остойчивости неповрежденного судна нового поколения». Предполагается, что эти критерии подверженности судна опасным с точки зрения сохранения остойчивости явлениям (критерии «уязвимости») должны базироваться на упрощенных математических формулах и моделях и могут быть как детерминистическими, так и вероятностными. Критерии должны быть разработаны отдельно для каждого вида опасного явления.

Предусмотрено три уровня оценки остойчивости по новым критериям: уровень 1 — определение подверженности опасному явлению, уровень 2 — уточненная оценка и уровень 3 — прямая оценка остойчивости. Альтернативно, для конкретного судна можно рассмотреть назначение эксплуатационных ограничений (operational limitations — OL) в виде указания конкретного района эксплуатации и/или ограничений по волнению, или разработать эксплуатационное руководство (operational guidance — OG), включающее рекомендации по скорости и курсовым углам движения судна в конкретных ветроволновых условиях.

В качестве опасных с точки зрения сохранения остойчивости явлений ИМО выбраны следующие:

— «чистая» потеря остойчивости — длительная однократная потеря остойчивости на волнении (попутное или близкое к попутному волнение);

— параметрическая качка — параметрический резонанс;

— состояние судна без хода; бродяжничество и другие явления, связанные с маневрированием, когда судно не может сохранить постоянный курс и рыскание не может контролироваться;

— избыточные ускорения.

В работе [1] в основу количественной расчетной оценки эксплуатационной мореходности положена система опасных явлений, хорошо согласующаяся с предложенными ИМО (курсивом выделены опасные явления, учитываемые и в [1] и в предложениях ИМО):

1. Днищевой слеминг. Среднее число ударов волн в днище носовой оконечности судна за фиксированное время;

2. Бортовой слеминг. Среднее число ударов волн в развал борта за фиксированное время;

3. Заливание палубы. Среднее число превышения уровнем воды высоты защищенного надводного борта в расчетном сечении за фиксированное время;

4. Оголение гребного винта. Среднее число оголений верхних кромок лопастей гребного винта за фиксированное время;

5. Ускорения. Характерные амплитуды абсолютных вертикальных ускорений в расчетных точках;

6. Общая и местная прочность. Усталостная прочность;

Забрызгивание палубы и надстроек: среднее число брызговых всплесков воды над палубой за фиксированное время;

— Разгон гребного винта и двигателя: среднее число срабатываний защиты двигателя по частоте вращения вследствие разгона винта при качке за фиксированное время;

— Снижение остойчивости судна на волнении: характеристики остойчивости судна при движении на попутном волнении, возможность возникновения интенсивной бортовой качки с учетом параметрического возбуждения.

При этом, частные показатели эксплуатационной мореходности предложено связать с высотой волны 3 % обеспеченности, превышение которой для судна, движущегося с наибольшей достижимой скоростью, должно вызывать намеренное ее снижение, либо изменение курса в целях обеспечения безопасности плавания. Например, по данным на рис. 1 величина $h_{i,j} = h_{1,1,1} = 7,6$ м для наиболее жесткого ограничения скорости судна по одному из опасных явлений. Экстремальный показатель мореходности h_m имеет смысл предельной высоты волнения, для которой ещё не требуются эксплуатационные меры по обеспечению безопасности штормового плавания судна в среднем для всех возможных вариантов курсовых углов и загрузки, встречающихся на рассматриваемом маршруте.

Экстремальные показатели мореходности определяются по соотношению:

$$h_m = \sum_j P(j) \sum_i P(i) S_{ij}, \quad (1)$$

где: $P(i)$ — частота распределения курсовых углов; $P(j)$ — частота распределения вариантов загрузки (посадки) судна; $h_{ij} = \min\{h_{m,i,j}\}$ — наименьшее, т.е. самое опасное из значений частных показателей мореходности при каждом курсовом угле и варианте загрузки.

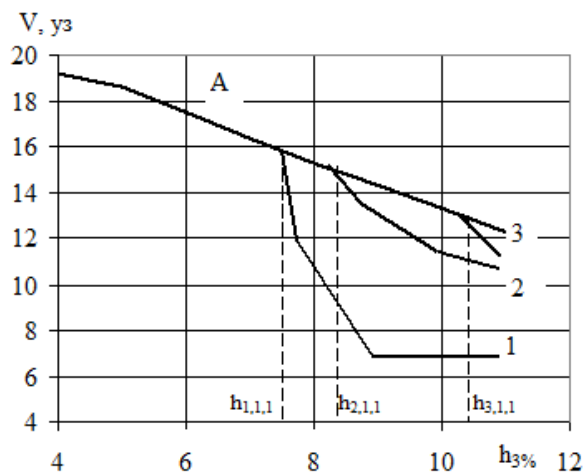


Рис. 1. Зависимость скорости судна от высоты волнения.

В качестве комплексного показателя мореходности используется средняя эксплуатационная скорость судна, которая в общем виде определяется по формуле:

$$\bar{V}_3 = \sum_{jj} P(j) \sum_h \sum_\chi \sum_\tau V_{Bj} (h_{3\%}, \beta, \tau_B) f_1(h_{3\%}, \beta) f_2(h_{3\%}, \beta) \Delta h_{3\%} \Delta \beta \Delta \tau_B, \quad (2)$$

где V_{Bj} — безопасная скорость судна для заданных условий волнения по высоте $h_{3\%}$, среднему периоду τ_B и курсовому углу β ;

$f_1(h_{3\%}, \beta)$ — вероятность встречи судна с волнением высотой $h_{3\%}$ под углом β ;

$f_2(h_{3\%}, \tau_B)$ — вероятность встречи судна с волнением с высотой $h_{3\%}$ и средним периодом τ_B .

Следует обратить внимание, что подход к критериальной оценке показателей мореходности (критериев устойчивости нового поколения — в терминологии ИМО) несколько отличается в работе [1] и в предложениях ИМО. Рассмотрим, например, подход к оценке подверженности судна («уязвимости») параметрической качке.

Возникновение такого рода бортовых колебаний вызвано непрерывным изменением во времени

$$\begin{cases} A_{\zeta\zeta}\ddot{\zeta} + B_{\zeta\zeta}\dot{\zeta} + C_{\zeta\zeta}\zeta + A_{\zeta\psi}\ddot{\psi} + B_{\zeta\psi}\dot{\psi} + C_{\zeta\psi}\psi = F(\zeta_B, t); \\ A_{\psi\zeta}\ddot{\zeta} + B_{\psi\zeta}\dot{\zeta} + C_{\psi\zeta}\zeta + A_{\psi\psi}\ddot{\psi} + B_{\psi\psi}\dot{\psi} + C_{\psi\psi}\psi = M_{\psi}(\zeta_B, t); \\ (I_{x_B} + \mu_{44})\ddot{\theta} + 2N\dot{\theta} + W\theta|\dot{\theta}| + M_{\theta}(\theta, \zeta, \psi, t) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

где ζ_B и ζ — ординаты волны и вертикального колебания центра тяжести судна,
 θ и ψ — углы бортовой и килевой качки судна,

восстанавливающего момента, характеризующего устойчивость судна.

Опасность параметрической бортовой качки на попутных и встречных курсовых углах к волнению общеизвестна и в настоящее время отмечается во многих документах ИМО. Известно, что такая качка возникает в случаях, когда периодическое изменение устойчивости судна при его движении на волнении происходят с периодом, вдвое меньшим периода свободных бортовых колебаний. Это — так называемый режим главного параметрического резонанса. При совпадении же этих периодов наступает обычный гармонический резонанс, который также может сопровождаться параметрическим возбуждением.

В качестве основы расчета в обоих случаях (в предложениях ИМО и в [1]) используется система уравнений движения судна:

t — время.

Модель двумерного нерегулярного волнения можно принять в виде:

$$\zeta_B = \sum_{i=1}^N r_{Bi} \cos[k_i(\xi \cos \chi + \eta \sin \chi) - \omega_{ki}t - \delta_i]. \quad (4)$$

Здесь r_{Bi} — случайная амплитуда i -ой гармоники, подчиняющаяся закону распределения Релея,

δ_B — случайная фаза с равномерным распределением,

ω_{ki} — кажущаяся частота i -ой гармоники,

χ — курсовой угол.

Параметры распределения амплитуд r_{Bi} определяются используемой формой энергетического спектра волн.

При этом критерием безопасности в [1] предлагается считать условие, при котором максимальные углы крена в расчетных волновых условиях не превышают некоторую назначаемую величину.

Таким образом, в качестве измерителя параметрической бортовой качки можно принять максимальную величину крена θ_{max}^{par} в условиях нерегулярного волнения при единой для всех судов интенсивности. Величина θ_{max}^{par} должна удовлетворять критериям

$$|\theta_{max}^{par}| \leq \theta_{lim} \quad (5)$$

где θ_{lim} — предельно допустимая величина крена. Последнюю предлагается назначать с некоторым запасом после проведения расчетов параметрической качки для значительного числа благополучно эксплуатирующихся судов.

В качестве расчетной интенсивности волнения предлагается принимать волнение, имеющее высоты волн 3 % обеспеченности, указанные в табл. 1 соответствии с нормативным районом плавания.

Здесь для ограниченных районов плавания расчетные высоты волн с обеспеченностью 3% приняты согласно [3], а для неограниченного района в соответствии с данными В. В. Луговского [2] о расчетной интенсивности волнения при проверке устойчивости по схеме Правил Регистра.

Таблица 1

Район плавания по Правилам РМРС [3]	$h_{3\%}$, м
Неограниченный	11,0
Ограниченный R1	8,5
Ограниченный R2	7,0
Ограниченный R2-RSN	6,0
Ограниченный R3-RSN	3,5

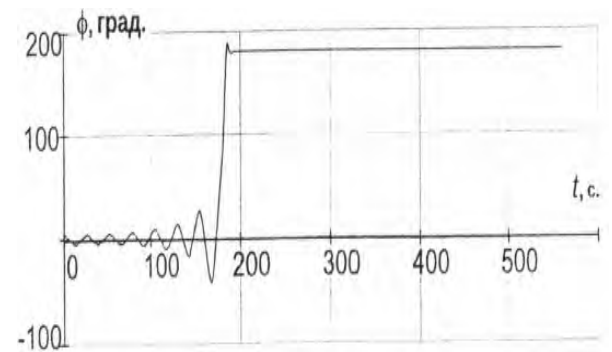


Рис. 2. Развитие параметрической качки и опрокидывания

В предложениях ИМО [6] подход несколько иной. Вместо условия (5) рассматривается несколько сценариев развития параметрической качки: состояние качки в условиях стабильного состояния — результирующий максимальный угол качки определяется как средний из амплитуд качки в стабильном состоянии (не нарастает), состояние затухания колебаний, когда условия качки не способствуют развитию резонанса и качка с развитием параметрических колебаний и опрокидыванием рис. 2.

Таким образом, в качестве опасного явления принято развитие параметрических колебаний,

ведущее к опрокидыванию судна, а не превышение угла крена «стабильного состояния».

Наибольший интерес представляют исследование ИМО в части так называемой «прямой» оценки остойчивости, положенной в основу разработки принципов назначения OL, или OG. Рассмотрение этих принципов и соответствующих методик может быть темой отдельной статьи. Здесь же отметим, что в соответствии с [7], вероятностная «прямая» оценка остойчивости требует интегрирования кратковременных критериев потери остойчивости по всем состояниям волнения в принятом районе эксплуатации и всем курсам судна по отношению к бегу волн, что требует большого расчетного времени. Поэтому, предлагается ограничить оценку несколькими состояниями волнения и параметрами курс-скорость судна. При этом, критерий базируется на достаточно представительном количестве положительных расчетов остойчивости – рис. 3.

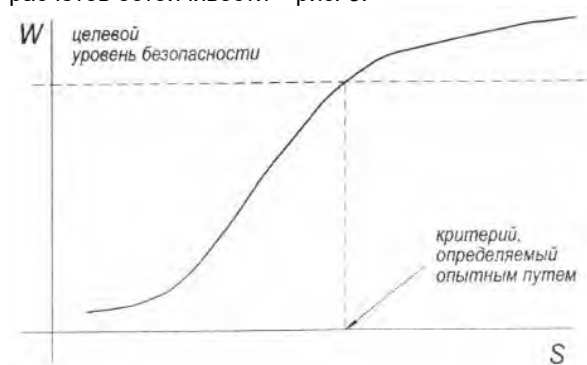


Рис. 3. Кривая показателя безопасности W по критерию S

В этом случае конкретные величины показателя возможной потери остойчивости $W(S)$ не имеют значения.

Обращаясь к предложениям [1] для перехода от частых и краткосрочных показателей мореходности к обобщенным, долговременным, предложен следующий подход. Судно в море имеет некоторый выбранный судоводителем режим плавания, характеризуемый режимной точкой $A(V, \beta)$ в полярных координатах скорость — курс. В условиях штормового плавания все возможные выборы состоят из благоприятных A_s и неблагоприятных A_{-s} режимов, которые в сумме образуют полную группу несовместных событий. Если судно не снабжено специальными информационно-техническими средствами для выбора безопасного режима штормового плавания, то состояние судна в режимах A_s или A_{-s} можно считать случайными и равновероятными событиями. При таких условиях выбор безопасного режима штормового плавания судна рассматривается как случай, когда вероятность попадания режимной точки $A(V, \beta)$ в любую часть области штормовой диаграммы зависит только от площади этой области и не зависит от ее расположения и формы. По такой схеме показатель

W_s представляет собой условную вероятность выбора благоприятных (безопасных) режимов плавания, который определен условием воздействия на судно стационарного волнения постоянной интенсивности (H, τ_B) :

$$W_s = P(A_s / (H, \tau_B, \beta)). \quad (6)$$

Вероятность Q_s совместного появления двух событий: стационарного шторма с интенсивностью (H, τ_B) и выбора безопасного режима плавания $A_s(V, \beta)$ этом шторме равна произведению:

$$Q_s(H, \tau_B) = q(H, \tau_B) W_s(H, \tau_B). \quad (7)$$

Здесь $q(H, \tau_B)$ — долговременная режимная функция повторяемости волнения для данного района океана (моря) и сезона плавания. Напомним, что различные генеральные направления ветра и волнения по отношению к курсу считаются равновероятными.

Очевидно, что интегральный закон события F_s — выбора безопасного режима плавания определяется следующим интегралом:

$$F_s = \int_0^H \int_0^{\tau_B} Q_s(H, \tau_B) dH d\tau \quad (8)$$

Полная вероятность P_s выбора безопасного режима плавания для всех возможных режимов волнения:

$$P_s = \int_0^{H_{max}} \int_0^{\tau_{max}} Q_s(H, \tau_B) dH d\tau \quad (9)$$

где (H_{max}, τ_{max}) — параметры предельно допускаемого по эксплуатации судна режима волнения.

Если под высотой волны H понимать величину $h_{3\%}$ и использовать долговременную плотность вероятности высот волнения $q(h_{3\%})$, получаем в соответствии с (8), (9):

$$F_s = \int_0^H W_s(h_{3\%}) * q(h_{3\%}) * dh_{3\%} \quad (10)$$

$$P_s = \int_0^{H_{max}} W_s(h_{3\%}) * q(h_{3\%}) * dh_{3\%} \quad (11)$$

На рис. 4 дан пример $F_s(h_{3\%})$ для двух судов — судна неограниченной категории плавания с грузом леса — 1, с грузом железа для условий зимнего сезона в Северной Атлантике — 2 и судна II-го ограниченного района плавания для условий южной зоны Японского моря зимой — 3.

С учетом вышеизложенного можно сделать общий вывод, что подходы к нормированию остойчивости на основе критериев «нового поколения» («уязвимости») ИМО и разработанные на основе отечественной практики нормирования в работе [1] — хорошо сочетаются и, в случае принятия новых критериев остойчивости можно на основе методологии, предложенной в [1], разработать поправки к отечественным нормам (Правилам Российского морского регистра судоходства), учитывающие международно признанные критерии для нормирования мореходности.

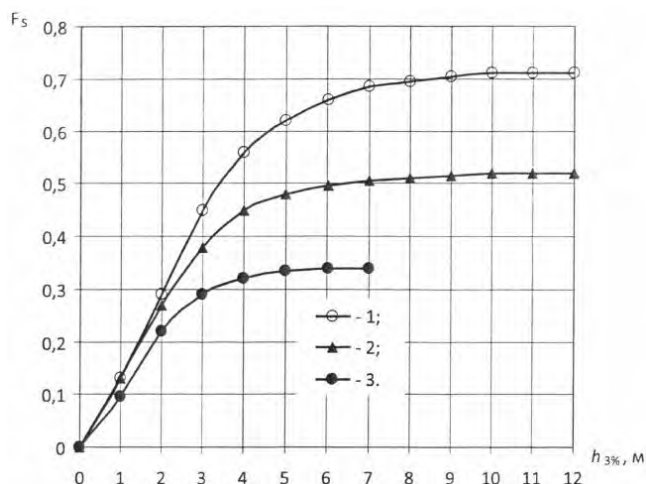


Рис. 4. Кривые F_s – выбора безопасного режима плавания

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Кутейников М.А. Вопросы мореходности транспортных судов. СПб, 2014.
2. Луговский В.В. Качка корабля. Изд. СПбГМТУ, Санкт-Петербург 1999.
3. Правила классификации и постройки морских судов. // Российский Морской Регистр Судоходства, СПб, 2017.
4. Code on Intact Stability for all Types of Ships Covered by IMO Instruments (Res. A.749(18)). IMO, London, 1995.
5. Code on Intact Stability for all Types of Ships Covered by IMO Instruments (2008 IS Code). IMO, London, 2008.
6. IMO Sub-Committee on Ship Design and Construction, SDC 5/INF.4/Add.I, IMO, London, 2018.
7. IMO Sub-Committee on Ship Design and Construction, SDC 5/INF.10, IMO, London, 2018.

References

1. Kuteynikov M.A. Voprosi morechodnosti transportnich sudov.[Kuteynikov MA The questions of the seaworthiness of transport ships], SPb, 2014.
2. Lugovskiy V.V. Kachka korablia. [Lugovskij VV Ship rolling], SMTU , SPB 1999,
3. Pravila klassifikatsii i postroyki morskich sudov. Rossiyskiy Morskoy Registr Sudoходства, [Rules for classification and construction of seagoing ships. Russian maritime register of shipping], SPb, 2017.
4. Code on Intact Stability for all Types of Ships Covered by IMO Instruments (Res. A.749(18)). IMO, London, 1995.
5. Code on Intact Stability for all Types of Ships Covered by IMO Instruments (2008 IS Code). IMO, London, 2008.
6. IMO Sub-Committee on Ship Design and Construction, SDC 5/INF.4/Add.I, IMO, London, 2018.
7. IMO Sub-Committee on Ship Design and Construction, SDC 5/INF.10, IMO, London, 2018.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Рудольф Васильевич Борисов, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rv2borisov@mail.ru

Rudolf V. Borisov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190008, Russian Federation, e-mail: rv2borisov@mail.ru

Михаил Анатольевич Кутейников, доктор технических наук, профессор кафедры теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, д. 8, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

Michail A. Kuteynikov, Dr.Sci.Tech., the professor of department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190008, Russian Federation FAI “Russian Maritime Register of Shipping”, St. Petersburg 191186, Russian Federation, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

Александр Альфредович Лузянин, кандидат технических наук, доцент кафедры теории корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: luzianin52@mail.ru

Владимир Русланович Самойлов, ФАУ «Российский морской регистр судоходства, 191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, д. 8, e-mail: samoylov.vr@rs-class.org

Aleksandr A. Luzyanin, Ph.D. (Eng), assistant professor of department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190008, Russian Federation, e-mail: luzianin52@mail.ru

Vladimir R. Samoilov, FAI "Russian Maritime Register of Shipping", St. Petersburg 191186, Russian Federation, e-mail: samoylov.vr@rs-class.org

УДК 629.5.017.2

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.040

Влияние удлинения энергосберегающих крыльевых элементов, установленных на днище судна, на спектральные плотности продольной качки на нерегулярном волнении

Зин Мин Хтет¹, К.В. Рождественский¹

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье приводятся оценки спектральных плотностей качки судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном нерегулярном волнении, а также результаты сравнения расчета и эксперимента для продольной качки судна на регулярном волнении. Метод расчета основан на линейной теории поперечных сечений в частотной области. При этом сначала рассматривается продольная качка на встречном регулярном волнении с учетом демпфирующего и инерционного влияния крыльев посредством привлечения теории Теодорсена колеблющегося крыла. Определение спектральной плотности продольной качки на нерегулярном волнении проводится на основании формулы А.Я. Хинчина. Для расчета спектра волнения используется спектр JONSWAP по рекомендации DNV GL(2018). В ходе расчетов демонстрируется влияние на спектральные плотности удлинения и площади энергосберегающих крыльев, а также на спектральные плотности качки при совместном использовании носового и кормового крыльев по сравнению со случаем использования только одного из этих крыльев. Полученные расчетные данные дают представление о механизме снижения спектральных плотностей при использовании крыльев.

Ключевые слова: продольная качка судна, спектральные плотности, нерегулярное волнение, энергосберегающие крылья.

Influence of the aspect ratio of energy-saving wing elements fitted on the ship bottom upon spectral densities of longitudinal motions in irregular waves

Zin Min Htet¹, Kirill V. Rozhdestvensky¹

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article presents some estimates of spectral densities of longitudinal motions for a ship with energy-saving wing devices in headwind irregular waves, and also comparisons of calculated and experimental data for longitudinal ship motions in headwind regular waves. The calculation method is based on a linear strip theory in frequency domain. Considered first are longitudinal motions of a ship in headwind regular waves with account of inertial and damping influence of the wings through use of Theodorsen oscillating foil theory. Spectral densities of longitudinal motions in irregular waves are determined with use of A.Ya. Khinchin formula and JONSWAP wave spectra as recommended by DNV GL (2018). Demonstrated in the course of calculations is the influence of the wings aspect ratio and area as well as their position with respect to the ship hull (bow wing, stern wing, bow & stern wings). Calculated data gives an idea of the mechanism of spectral densities reduction for motions of a ship with wing elements.

Key words: longitudinal ship motions, spectral densities, irregular waves, energy-saving wings.

Введение

Для расчета спектральных плотностей продольной качки судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном нерегулярном волнении необходимо располагать параметрами продольной качки такого судна на регулярном волнении. Предыдущие статьи и доклады авторов [1,2,3,4,5,6,7,8] были посвящены математическому моделированию качки судов с крыльями на регулярном волнении. Работы [1,2,3,4], где, в основном, рассматривались случаи движения судна исключительно за счет возобновляемой волновой энергии океана, содержат данные по зависимости скорости движения судна и тяги энергосберегающих крыльев от длины волн. В [5,6] обсуждается умеренные продольной качки и снижение дополнительного сопротивления судна при использовании энергосберегающих крыльевых элементов. В ссылках [7,8], основное внимание уделено оценке влияния энергосберегающих крыльевых элементов на дополнительное сопротивление судна и объем вредных выбросов в атмосферу в случае регулярного волнения.

В настоящей статье рассматривается поведение судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном нерегулярном волнении.

При этом для оценки спектральных плотностей продольной качки судна с энергосберегающими крыльевыми необходимо располагать данными: по продольной качке такого судна, в частности, по присоединенным массам; возмущающим, восстанавливающим и демпфирующим силам и моментам на регулярном волнении. Иными словами, расчет любого вида качки на нерегулярном волнении невозможен без предварительного расчета на регулярном волнении.

1. К расчёту продольной качки судна на регулярном волнении

Используется метод поперечных сечений в частотной области. Связанные уравнения продольной качки судна, составляющими которой одновременно являются вертикальная и килевая качки, могут быть записаны в виде, [9]

$$\begin{aligned} (M + A_{33})\ddot{\eta}_3 + B_{33}\dot{\eta}_3 + C_{33}\eta_3 + A_{35}\ddot{\eta}_5 \\ + B_{35}\dot{\eta}_5 + C_{35}\eta_5 = F_3 e^{i\omega_e t} \end{aligned} \quad (1)$$

$$A_{53} \ddot{\eta}_3 + B_{53} \dot{\eta}_3 + C_{53} \eta_3 + (I_5 + A_{55}) \ddot{\eta}_5 + B_{55} \dot{\eta}_5 + C_{55} \eta_5 = F_5 e^{i\omega_e t} \quad (2)$$

где A_{ik} – присоединенные массы, B_{ik} – коэффициенты сопротивления; C_{ik} – коэффициенты восстанавливающих сил; i – индекс, обозначающий тот вид качки, для которого подсчитывается сила сопротивления, или мнимая единица; k – вид поступательного или вращательного движения, η_3 – вертикальная качка, η_5 – килевая качка, ω_e – кажущегося частота волны.

2. Продольная качка судна с крыльевыми элементами на регулярном волнении

В частности применяются формулы расчета производных подъемной сил и момента крыльев бесконечного удлинения, приведенные в статьях из автора [2,3,4,5,6]. Пересчет на конечное удлинение в данной работе осуществлялся по формулам теории несущей линии Прандтля. Уравнений(1), (2), приходим к окончательному виду системы дифференциальных уравнений, описывающих динамическую систему "крылья-качающееся судно"(на Рис. 1)

$$(M + A_{33} + A_{33,foil}) \ddot{\eta}_3 + (B_{33} + B_{33,foil}) \dot{\eta}_3 + C_{33} \eta_3 + (A_{35} + A_{35,foil}) \ddot{\eta}_5 + (B_{35} + B_{35,foil}) \dot{\eta}_5 + (C_{35} + C_{35,foil}) \eta_5 = F_3 e^{i\omega_e t} + F_{3W,foil} \quad (3)$$

$$(A_{53} + A_{53,foil}) \ddot{\eta}_3 + (B_{53} + B_{53,foil}) \dot{\eta}_3 + C_{53} \eta_3 + (I_5 + A_{55} + A_{55,foil}) \ddot{\eta}_5 + (B_{55} + B_{55,foil}) \dot{\eta}_5 + (C_{55} + C_{55,foil}) \eta_5 = F_5 e^{i\omega_e t} + F_{5W,foil}, \quad (4)$$

где $A_{ik,foil}$ – вклад крыльев в присоединенную массу, $B_{ik,foil}$ – коэффициенты демпфирования от крыльев; $C_{ik,foil}$ – коэффициенты восстанавливающих сил от крыльев, $F_{iW,foil}$ – возмущающие силы и моменты от крыльев.

Возмущающие силы, присоединенные массы, демпфирование, восстанавливающие силы и моменты, ассоциированные с крыльями можно найти в статьях авторов [2,3,4,5,6].



Рис. 1. Контейнеровоз с энергосберегающими крыльевыми устройствами

3. Волновой спектр нерегулярного волнения

Волновой спектр представляет собой распределение энергии (или амплитуд) волн по волновым частотам при установившемся состоянии моря. В DNVGL-RP-C205 (2010) [10] представлен большой набор стандартизированных волновых спектров, включая рекомендуемые параметры. Волновыми спектрами, наиболее релевантными для судов, являются двухпараметрические спектры Пирсона-Московица (Бретшнейдера) и Джонсвап (Jonswap). Это так называемые однонаправленные спектры волн.

Спектр волн Пирсона-Московица для полностью развитого волнения задается формулой:

$$S_{PM}(\omega_o) = \frac{5}{16} H_s^2 \omega_p^4 \cdot \omega_o^{-5} \exp \left[-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega_o}{\omega_p} \right)^4 \right] \quad (5)$$

где: $\omega_o = \sqrt{gk}$ = частота волны, k – волновое число,

$\omega_p = \frac{2\pi}{T_p}$ = спектральная пиковая частота, H_s – значительная высота волны, $T_p = 1,286 T_z$ (при $\gamma = 3,3$). Параметр T_z (время между двумя последовательными максимумами волнового профиля) и значительная высота волны H_s выбираются из Таблицы 2 документа DNVGL-CG-0130 [11].

Спектр волны Джонсвап (Jonswap) определен как модификация спектра Пирсона-Московица и соответствует развивающемуся состоянию моря в условиях ограниченной выборки.

$$S_J(\omega_o) = A_\gamma S_{PM}(\omega_o) \gamma \exp \left[-0,5 \left(\frac{\omega_o - \omega_p}{\sigma \omega_p} \right)^2 \right] \quad (6)$$

где: γ - безразмерный параметр формы пика (обычно принимают $\gamma = 3,3$), $A = 1 - 0,287 \ln(\gamma)$ - нормализующий коэффициент, σ – параметр ширины спектра, $\sigma = 0,07$ при $\omega_o \leq \omega_p$, $\sigma = 0,09$ при $\omega_o > \omega_p$.

4. Расчет продольной качки судна на нерегулярном волнении

Расчет продольной качки на нерегулярном волнении основан на применении формулы Хинчина, устанавливающей связь между спектральной плотностью входного процесса (волнения) и спектральной плотностью выходного процесса (качки) [12,13,14]

$$S_{Вых}(\omega_o) = |\Phi|^2 S_{вх}(\omega_o) \quad (7)$$

где $|\Phi|$ – модуль передаточной функции, равный коэффициенту динамичности качки на регулярном волнении

Выражение (7) показывает, что спектральная плотность процесса на выходе линейной динамической системы равна произведению квадрата модуля её передаточной

функции на спектральную плотность процесса на входе.

В соответствии с (7) для вертикальной и килевой качки расчет спектральных плотностей производился по следующим формулам:

Спектральная плотность вертикальной качки $S_{\eta_3}(\omega_o)$:

$$S_{\eta_3}(\omega_o) = |\Phi_{\eta_3}|^2 S_J(\omega_o) \quad (8)$$

где $|\Phi_{\eta_3}| = \frac{\bar{\eta}_3}{\zeta_a}$ = безразмерная амплитуда вертикальной качки, $S_J(\omega_o)$ – спектр волны Джошвапа (Jonswap), ζ_a – амплитуда волн.

Спектральная плотность килевой качки $S_{\eta_5}(\omega_o)$:

$$S_{\eta_5}(\omega_o) = |\Phi_{\eta_5}|^2 S_{\alpha}(\omega_o) \quad (9)$$

где $|\Phi_{\eta_5}| = \frac{\bar{\eta}_5}{k\zeta_a}$ = безразмерная амплитуда килевой

качки, $S_{\alpha}(\omega_o) = \left(\frac{\omega_o^2}{g}\right)^2 S_J(\omega_o) \left(\frac{180}{\pi}\right)^2 =$ спектр

волновых склонов. Ниже проводится анализ продольной качки на регулярном и нерегулярном волнении.

5. Анализ продольной качки на регулярном волнении для контейнеровоза S-175 с энергосберегающими крыльевыми элементами

Для изучения качки контейнеровоза S-175 с энергосберегающими крыльевыми элементами на регулярном волнении был выбран следующий диапазон длин волн: $\lambda/L = 0,4 - 2,5$. Результаты численного моделирования качки сопоставлялись с экспериментальными данными [15] 1978 года Комитета мореходности ИТТС и метода 3D-панелей [16] для случая регулярного волнения. Расчеты вертикальной и килевой качки судна при числе Фруда $Fr = 0,275$ на встречном волнении, в том числе, амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальной и килевой качки, полученная численным моделированием, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Характерные параметры контейнеровоза и крыльев приведены в Таблицах 1 и 2.

Таблица 1.

Параметры контейнеровоза S-175

№	Параметр	Символ	Единица измерения	S-175
1.	Длина	L	м	175
2.	Ширина	B	м	25,4
3.	Осадка	T	м	9,5
4.	Высота борта	H	м	15,4
5.	Водоизмещение	∇	м ³	24742
6.	Коефф. полноты водоизмещения	δ	-	0,559
7.	Коефф. полноты мидель-шпангоута	β	-	0,974
8.	Дедвейт судна	DWT	т	14827,8

Таблица 2

Характерные параметры крыльев

	Крыло № 1	Крыло № 2	Крыло № 3
Типа крыла	NACA 0012		
Хорд (с)м	5	5	5
Размах (с)м	15	20	25
удлинение крыла (Λ)	3	4	5

Анализируя рисунки 2, 3 (см. ниже) можно заключить, что амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальной и килевой качки, полученная численным моделированием, удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными и с методом 3D-панелей.

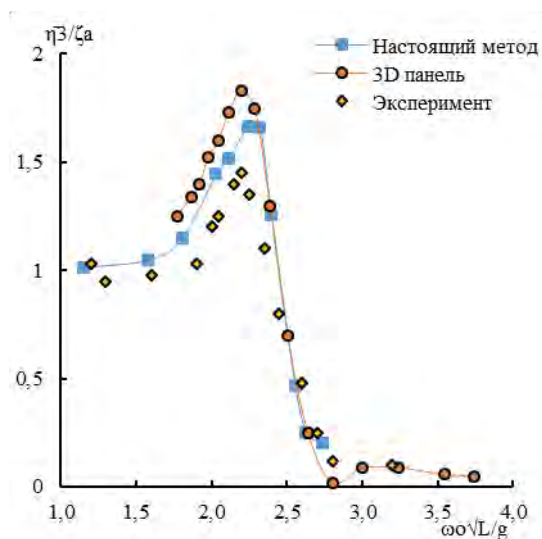


Рис 2- АЧХ вертикальной качки контейнеровоза S-175 при курсовом угле $\beta = 180^\circ$

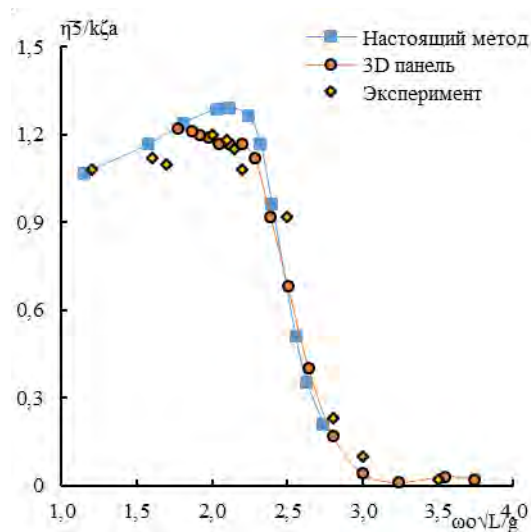


Рис 3- АЧХ килевой качки контейнеровоза S-175 при курсовом угле $\beta = 180^\circ$

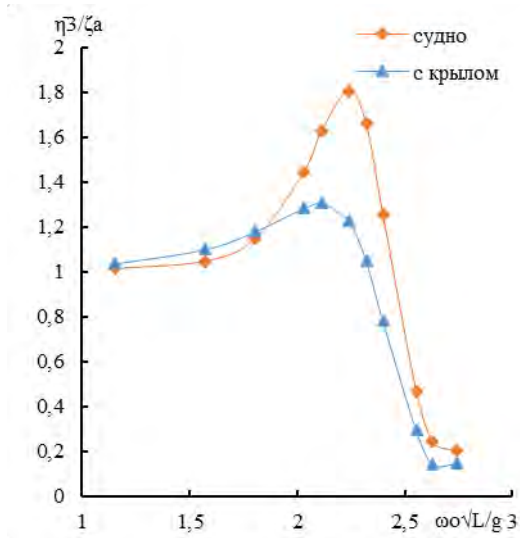


Рис 4- АЧХ вертикальной качки S-175 с носовым крылом (крыло №1)

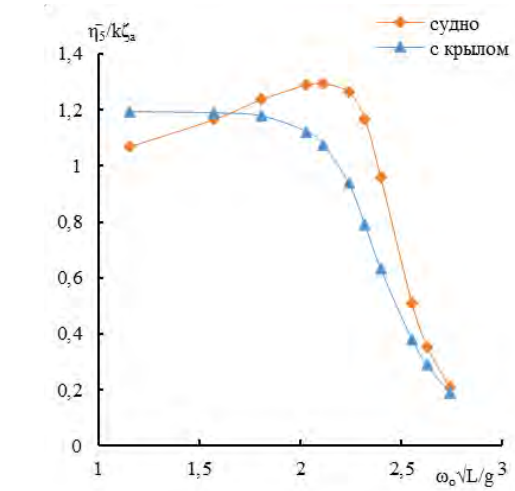


Рис 7- АЧХ килевой качки S-175 с кормовым крылом (крыло №1)

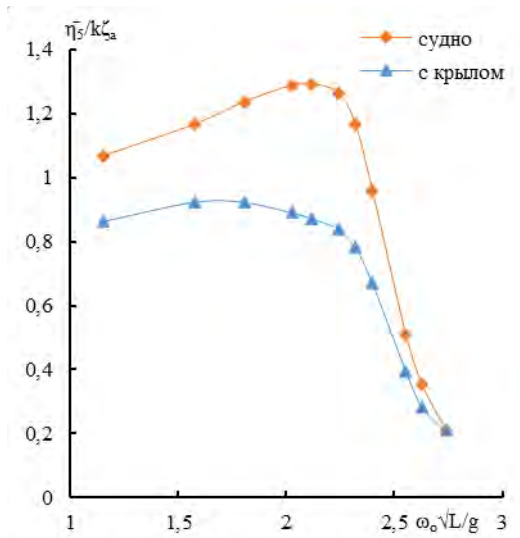


Рис 5- АЧХ килевой качки S-175 с носовым крылом (крыло №1)

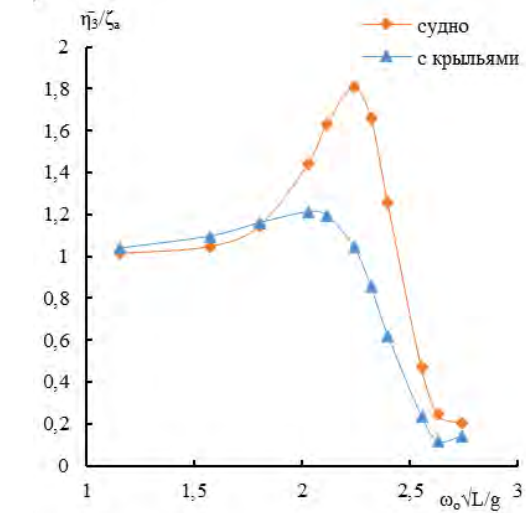


Рис 8- АЧХ вертикальной качки S-175 с носовым и кормовым крыльями (крыло №1)

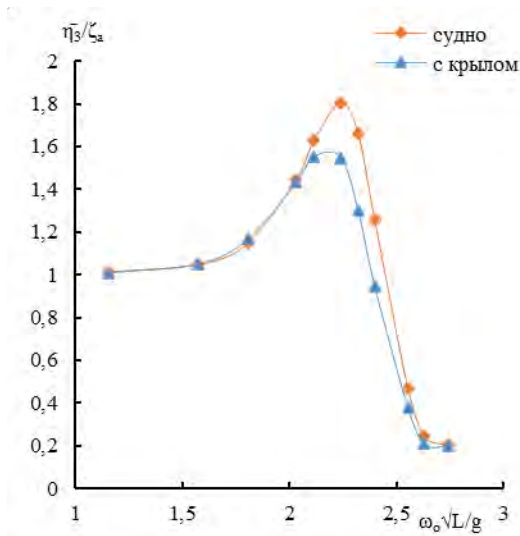


Рис 6- АЧХ вертикальной качки S-175 с кормовым крылом (крыло №1)

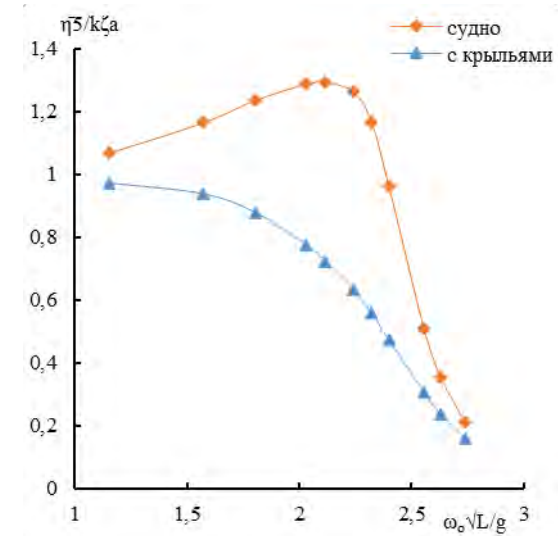


Рис 9- АЧХ килевой качки S-175 с носовым и кормовым крыльями (крыло №1)

6. Спектры нерегулярного волнения

Спектры нерегулярного волнения, рассчитанные по формуле (6), приведены на рисунке 10.

Результаты расчета спектров нерегулярного волнения при различных высотах волн для судна S-175 при числе Фруда $Fr = 0,239$ на встречном волнении со значительной высотой волны 4 метра (баллы Бофорта 6) приведены на рисунке 10, где варьируются величина T_z .

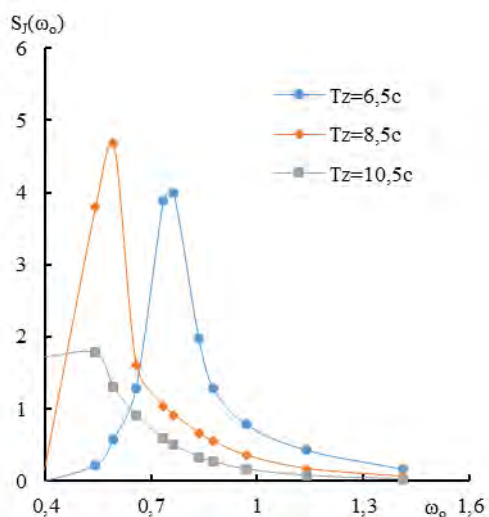


Рис. 10- Спектры нерегулярного волнения при различном периоде

7. Спектры продольной качки судна с крыльями на нерегулярном волнении

Для спектральных плотностей вертикальной качки $S_{\eta_3}(\omega_o)$ и спектральных плотностей килевой качки $S_{\eta_5}(\omega_o)$ для судна S-175 с крыльевыми устройствами и без них влияние крыльев проявляется в области частот $0,4 < \omega_o < 1,6$. Результаты на Рис 11-14 для судна S-175 с крыльевыми устройствами соответствуют скорости 19,25 узлов при числе Фруда $Fr = 0,239$ на встречном волнении со значительной высотой волны 4 метра (Баллы Бофорта 6) и $T_z = 6,5c$.

Спектральные плотности вертикальной и килевой качки в наибольшей степени зависят от расположения крыла на судне. Спектральные плотности качки при совместном использовании носового и кормового крыльев по сравнению со случаем использования только одного (носового или кормового) крыла приведены на Рис. 11 и 12.

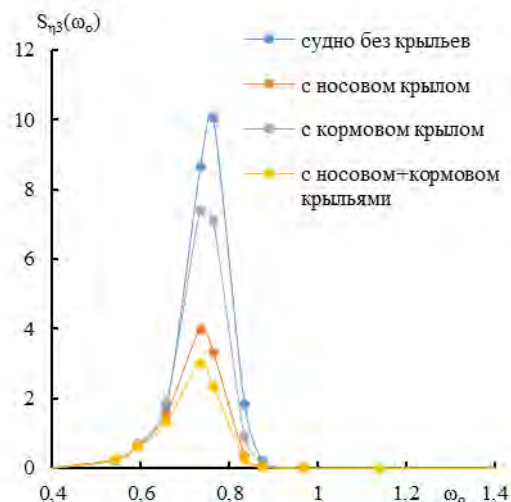


Рис. 11- Спектральные плотности вертикальной качки судна S-175 при различном расположении крыльевых устройств (баллы Бофорта 6, $H_s = 4m$)

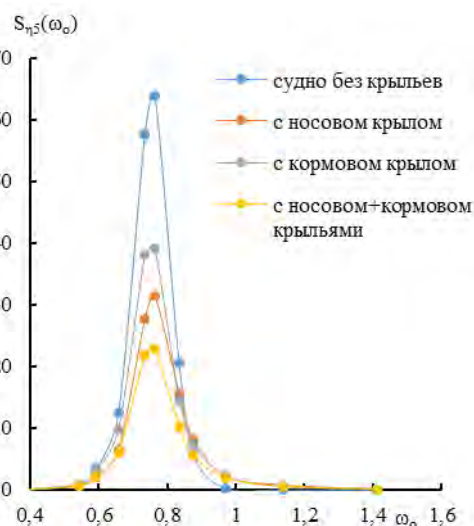


Рис. 12- Спектральные плотности килевой качки судна S-175 при различном расположении крыльевых устройств (баллы Бофорта 6, $H_s = 4m$)

На Рис 13 и 14 приведены расчеты спектральных плотностей вертикальной и килевой качки судна S-175 с крыльевыми устройствами и без них при изменении удлинения и площади энергосберегающих крыльев на встречном нерегулярном волнении

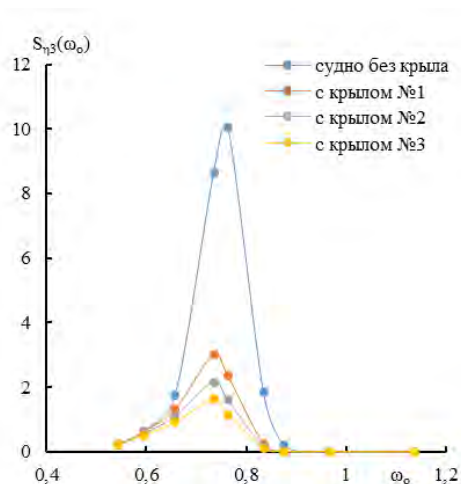


Рис. 13- Спектральные плотности вертикальной качки судна S-175 при использовании различных крыльев (баллы Бофорта 6, $H_s = 4\text{ м}$)

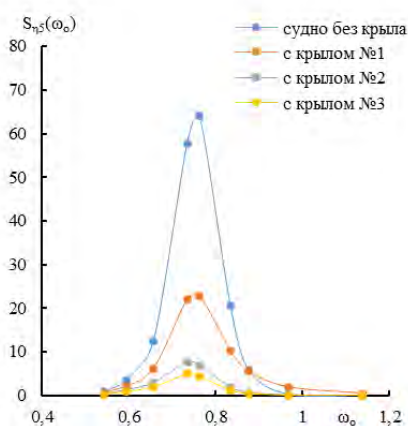


Рис 14- Спектральные плотности при килевой качки судна S-175 при использовании различных крыльев (баллы Бофорта 6, $H_s = 4\text{ м}$)

Выводы

Анализ расчетных данных дает возможность сделать некоторые выводы:

1. Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) вертикальной и килевой качки контейнеровоза S-175 на регулярном волнении, полученные численным моделированием, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными.
2. Для судов, снабженных энергосберегающими крыльевыми устройствами наблюдается уменьшение спектральных плотностей продольной качки на встречном нерегулярном волнении.
3. Эффективность энергосбережения и умерения спектральных плотностей продольной качки на встречном нерегулярном волнении зависит от конфигурации системы (носовое крыло, кормовое крыло, носовое плюс кормовое крылья)
4. На встречном нерегулярном волнении носовое крыло в большей степени умеряет спектральные плотности продольной качки чем кормовое.
5. Полученные расчетные данные дают представление о механизме снижения спектральных плотностей при использовании крыльев.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Зин Мин Хтет., Рождественский К. В. Математическое моделирование судна, движимого энергией волн. Морские интеллектуальные технологии, № 1(43), стр.32-38. 2019.
2. Rozhdstvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical modeling of marine robots with energy-saving wing devices. International Conference on Marine Robotics in Ocean Exploration. MaineRobotics 2019, September 17-19, Saint-Petersburg, Russia. p 360-369.
3. Рождественский К.В., Зин Мин Хтет. Будущее зелёного судоходства с использованием энергии волн. Всероссийская конференция. Рождественские встречи: современные проблемы гидродинамики. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2019.
4. Рождественский К.В., Зин Мин Хтет. Математическая модель судна с энергосберегающими крыльевыми элементами, движимого энергией волн. Научно-технический семинар «Моделирование процессов в современных морских транспортных системах». Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2020.
5. Зин Мин Хтет. Исследования особенностей снижения продольной качки и дополнительного сопротивления судна с крыльевыми устройствами. Морские интеллектуальные технологии, № 1 том 3, стр.38-50, 2020.
6. Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. К вопросу о снижении дополнительного сопротивления судна с энергосберегающими крыльевыми элементами. Всероссийская конференция. Рождественские встречи: современные проблемы гидродинамики. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2019.
7. Зин Мин Хтет. Определение EED_{weather} при продольной качке судна с крыльевыми устройствами в репрезентативном состоянии моря. Морские интеллектуальные технологии, № 1 том 3, стр.30-37, 2020.

8. Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. Оценка влияния энергосберегающих крыльевых элементов на дополнительное сопротивление судна на волнении и количество вредных выбросов в атмосферу. Научно-технический семинар «Моделирование процессов в современных морских транспортных системах». Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2020.
9. Nils Salvesen., E. O. Tuck., O. M. Faltinsen. Ship motions and sea loads. The society of naval architects and marine engineers. November 12-13. 1970. P.30.
10. DNVGL-RP-C205. Environment conditions and environmental loads. 2010. P.124.
11. DNVGL-CG-0130. Wave loads. 2018. P.84.
12. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении. Л., «Судостроение». 1969. 432 с.
13. Борисов Р.В., Семенова В.Ю. Качка корабля: учеб. пособие / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Р.В. Борисова. –СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2015. – 93 с.
14. Семенова, В.Ю. Гидродинамическая теория линейной качки корабля: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2014. – 106 с.
15. ITTC, seakeeping committee. 1978. p 79-92.
16. Shukui Liu and Apostolos D Papanikalaou. Time domain hybrid method for simulating large amplitude motions advancing in waves. International journal naval architecture and ocean engineering. 2011.

References

1. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K. V. Mathematical modeling of wave-powered ships. Marine Intellectual Technologies, № 1(43), p.32-38. 2019. (in Russian)
2. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical modeling of marine robots with energy-saving wing devices. International Conference on Marine Robotics in Ocean Exploration. MaineRobotics 2019, September 17-19, Saint-Petersburg, Russia. p 360-369.
3. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. The future of green shipping using wave energy. Russian conference. Christmas gatherings: contemporary problems of fluid dynamics. Saint Petersburg, SMTU, 2019. (in Russian)
4. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical model of a ship with energy-saving wing elements driven by wave energy. Scientific and technical seminar "Modeling of processes in modern marine transport systems". Saint-Petersburg, SMTU, 2020. (in Russian)
5. Zin Min Htet. Study of peculiarities of reducing longitudinal motions and added resistance for a ship with wing devices. Marine Intellectual Technologies, № 1, Vol 3, p.38-50, 2020. (in Russian)
6. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K.V. On the issue of reducing the add resistance of a ship with energy-saving wing elements. Russian conference. Christmas gatherings: contemporary problems of fluid dynamics. Saint Petersburg, SMTU, 2019. (in Russian)
7. Zin Min Htet. The determination of $EEDI_{weather}$ during the longitudinal motion of a ship with wing devices in a representative sea condition. Marine Intellectual Technologies, № 1, Vol 3, p.30-37, 2020. (in Russian)
8. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K.V. Assessment of the impact of energy-saving wing elements on the add resistance of the vessel in waves and the amount of harmful emissions into the atmosphere. Scientific and technical seminar "Modeling of processes in modern marine transport systems". Saint-Petersburg, SMTU, 2020. (in Russian)
9. Nils Salvesen., E. O. Tuck., O. M. Faltinsen. Ship motions and sea loads. The society of naval architects and marine engineers. November 12-13. 1970. P.30.
10. DNVGL-RP-C205. Environment conditions and environmental loads. 2010. P.124.
11. DNVGL-CG-0130. Wave loads. 2018. P.84.
12. Boroday I.K., Netsvetayev YU.A. Ship motion on the sea waves] . Л., «Shipbuilding». 1969. 432 p.
13. Borisov R.V., Semenova V.YU. Ship motion: study guide / Under the editorship of Dr. sci. Sciences, Professor R. V. Borisov. –SPb.:SMTU, 2015. – 93 p.
14. Semenova, V.YU. Hydrodynamic theory of linear rolling of a ship: study guide. – SPb.: SMTU, 2014. – 106 p.
15. ITTC, seakeeping committee. 1978. p 79-92.
16. Shukui Liu, Apostolos D Papanikalaou. Time domain hybrid method for simulating large amplitude motions advancing in waves. International journal naval architecture and ocean engineering. 2011.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Зин Мин Хтет, аспирант кафедры прикладной математики и математического моделирования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: zinmin.353828@gmail.com

Кирилл Всеволодович Рождественский, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Прикладной математики и математического моделирования, проректор по международному сотрудничеству в области науки и образования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: kvrxmas@yahoo.com

Zin Min Htet, Ph.D student, Department of Applied Mathematics and Mathematical Modeling, Saint-Petersburg State marine technical university Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: zinmin.353828@gmail.com

Kirill V. Rozhdestvensky, Honored Scientist of the Russian Federation, Dr. Sci. (Eng), Professor, Vice-Rector for International Science and Education, Professor of the Department of Applied Mathematics and Mathematical Modeling, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St.Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kvrxmas@yahoo.com

УДК 629.5.017.21

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.041

К вопросу об уменьшении относительного перемещения носовой оконечности судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном волнении

Зин Мин Хтет¹, К.В. Рождественский¹

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье рассматривается относительное перемещение носовой оконечности судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном волнении, а также результаты сравнения соответствующих расчетных и экспериментальных данных. Метод расчета основан на линейной теории поперечных сечений в частотной области. Сначала производится расчет продольной (вертикальной и килевой) качки судна встречном волнении, а затем расчетные данные используются для расчета относительных перемещений точек корпуса судна. Далее, для найденных численным методом смешанных колебаний носового и кормового крыльев, с привлечением теории Теодорсена колеблющегося профиля. В ходе расчетов демонстрируется влияние на относительное перемещение удлинения и площади энергосберегающих крыльев, а также эффект реализации относительного перемещения и вертикального ускорения при совместном использовании носового и кормового крыльев по сравнению со случаем использования только одного (носового или кормового) крыла. Полученные расчетные данные позволяют получить представление о механизме и эффективности снижения относительного перемещения на встречном волнении при качке судна с энергосберегающими крыльевыми элементами.

Ключевые слова: продольная качка судна, относительное перемещение носовой оконечности, суда с энергосберегающими крыльями.

On the issue of reduction of relative motion of the bow for a ship with energy-saving wing elements in headwind waves

Zin Min Htet¹, Kirill V. Rozhdestvensky¹

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. Considered in the article are relative vertical displacement of the bow extremity of a ship with energy-saving wing elements in headwind regular waves, and also comparison of corresponding computational and experimental data. The method of calculation is based on a linear strip theory in frequency domain. At first, calculation is carried out of longitudinal (heaving & pitching) motions of a ship with and without wings in headwind waves, and then calculated results are employed to determine relative displacements of ship hull points. To account for the influence of inertial and damping effects of the wings attached to the hull we make use of Theodorsen theory of oscillating foil. Demonstrated in the course of calculations are the effects of wings aspect ratio and area as well as position with respect to the hull (bow wing, stern wing and bow & stern wings). Obtained computed data brings about better understanding of the mechanism and efficiency of reduction of vertical displacements of the hull points for a ship with energy-saving wings in headwind regular waves

Key words: ship longitudinal motions, relative displacement of the bow extremity, ships with energy-saving wings.

Введение

Предыдущие статьи и доклады авторов [1-8] отражают исследования СПбГМТУ, посвященные моделированию судов, движимых полностью или частично за счет использования энергии волн. Работы [1,2,3,4], где в основном представлены результаты, относящиеся к случаю движения судна исключительно за счет возобновляемой волновой энергии океана. содержат

данные по зависимости тяги энергосберегающих крыльев и результирующей скорости движения от длины волн. Ссылки [5,6], посвящены, в основном, вопросам умерения продольной качки и снижения дополнительного сопротивления судна с крыльевыми элементами. Ссылки [7,8] содержат обсуждение вопросов влияния энергосберегающих крыльевых элементов на дополнительное сопротивление судна на волнении и объем вредных выбросов в морскую среду и биосферу.

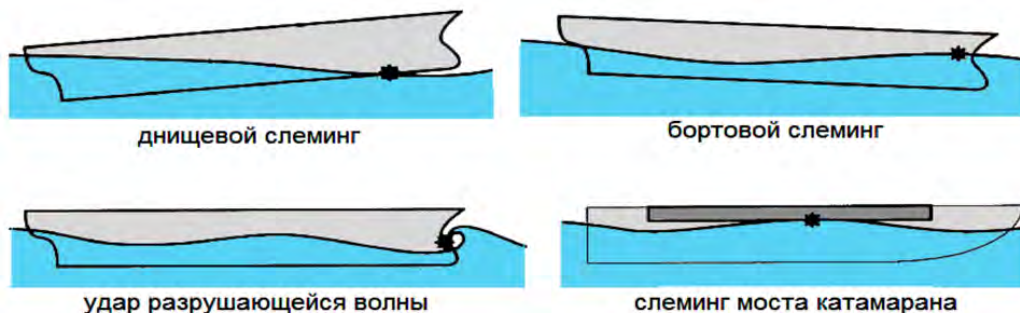


Рис 1. Виды слеминга [9]

В настоящей статье, произведена оценка снижения относительного вертикального перемещения носовой оконечности судна с крыльями на встречном волнении регулярном волнении. Эта задача тесно связана со слемингом и заливаемостью судна на волнении. Слеминг (см. Рис. 1, 2) рассматривается как гидродинамический удар корпуса судна о воду при совершении качки. При недостаточной высоте надводного борта в носовой части на встречном (штормовом) волнении может происходить заливание палубы. Решение рассматриваемой здесь задачи открывает возможность моделирования эффектов слеминга и заливаемости палубы при продольной качке судна как без крыльев, так и с крыльями на встречном волнении.

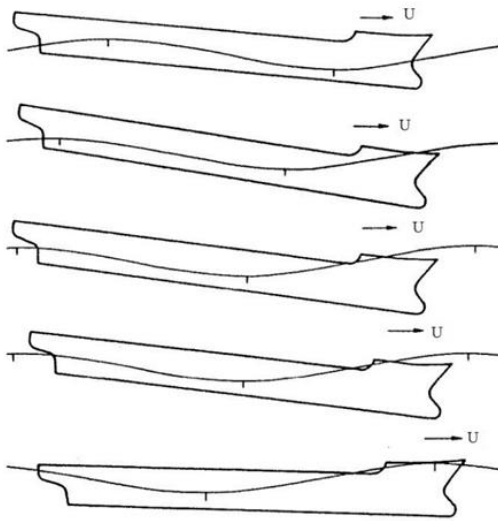


Рис. 2. Продольная качка судна с заливанием палубы [9]

1. К расчёту продольной качки судна

Как и в предыдущих работах для расчета продольной качки используется метод поперечных сечений в частотной области. Связанные уравнения продольной качки судна, составляющими которой одновременно являются вертикальная и килевая качка, могут быть записаны в виде [10]

$$(M + A_{33})\ddot{\eta}_3 + B_{33}\dot{\eta}_3 + C_{33}\eta_3 + A_{35}\ddot{\eta}_5 + B_{35}\dot{\eta}_5 + C_{35}\eta_5 = F_3 e^{i\omega t} \quad (1)$$

$$A_{53}\ddot{\eta}_3 + B_{53}\dot{\eta}_3 + C_{53}\eta_3 + (I_5 + A_{55})\ddot{\eta}_5 + B_{55}\dot{\eta}_5 + C_{55}\eta_5 = F_5 e^{i\omega t} \quad (2)$$

где A_{ik} – присоединенные массы, B_{ik} – коэффициенты сопротивления; C_{ik} – коэффициенты восстанавливающих сил; i – индекс, обозначающий тот вид качки, для которого подсчитывается сила сопротивления, или мнимая единица; k – вид поступательного или вращательного движения, η_3 – вертикальная качка, η_5 – килевая качка.

2. Продольная качка судна с крыльевыми элементами

Для учета инерционного и демпфирующего влияния на процесс качки прикрепленных к корпусу судна энергосберегающих крыльев применяются формулы расчета производных подъемной силы и момента крыльев бесконечного удлинения из теории Теодорсена, см. [2,3,4,5,6] с поправкой на конечность удлинения по теории несущей линии Прандтля, что позволяет привести систему дифференциальных уравнений, описывающих динамическую систему «крылья-качающееся судно» (Рис. 3 и 4) к виду

$$(M + A_{33} + A_{33,foil})\ddot{\eta}_3 + (B_{33} + B_{33,foil})\dot{\eta}_3 + C_{33}\eta_3 + (A_{35} + A_{35,foil})\ddot{\eta}_5 + (B_{35} + B_{35,foil})\dot{\eta}_5 + (C_{35} + C_{35,foil})\eta_5 = F_3 e^{i\omega_b t} + F_{3,foil} \quad (3)$$

$$(A_{53} + A_{53,foil})\ddot{\eta}_3 + (B_{53} + B_{53,foil})\dot{\eta}_3 + C_{53}\eta_3 + (I_5 + A_{55} + A_{55,foil})\ddot{\eta}_5 + (B_{55} + B_{55,foil})\dot{\eta}_5 + (C_{55} + C_{55,foil})\eta_5 = F_5 e^{i\omega_b t} + F_{5,foil} \quad (4)$$

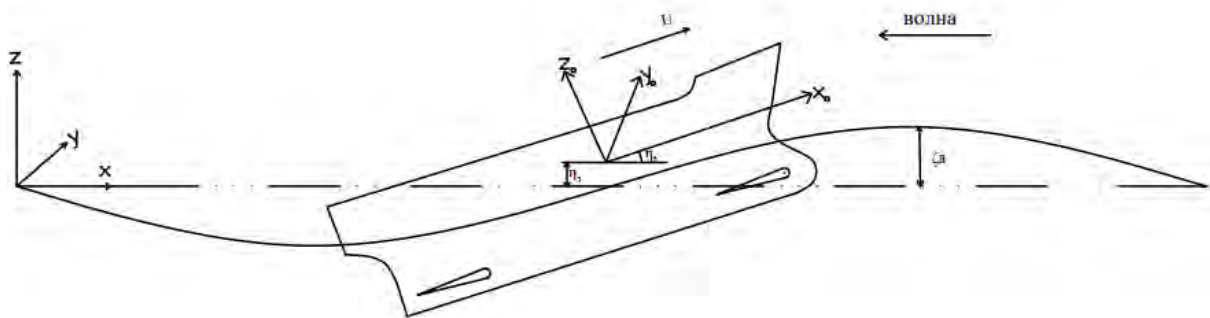


Рис. 3. Неподвижная и подвижная системы координат при рассмотрении качки судна

где $A_{ik,foil}$, $B_{ik,foil}$, $C_{ik,foil}$, $F_{iW,foil}$ – соответственно добавки в коэффициенты присоединенных масс, демпфирования, восстанавливающих и возмущающих сил, ассоциированные с влиянием крыльев. Указанные параметры приведены в статьях авторов [2,3,4,5,6].



Рис. 4. Контейнеровоз с энергосберегающими крыльевыми устройствами

3. Относительное перемещение

Рассмотрим судно, движущееся со скоростью U на встречном регулярном волнении. Примем две системы координатных осей: подвижную X, Y, Z связанную с судном, и неподвижную X_o, Y_o, Z_o . Начало координат для судна совмещено с миделевым сечением (рис 3) и в начальный момент является общим для обеих систем [11,12]. Уравнения волнового профиля в неподвижной системе координат имеет вид [13,14]

$$\zeta = \zeta_a e^{kz} \cos(\omega t + kx) \quad (4)$$

где ζ_a – амплитуда волны, k – волновое число, ω_o – круговая частота волны, на глубокой воде $\omega_o = \sqrt{gk}$.

При записи уравнения волнового профиля в подвижной системе координат, связанной с судном, вводится кажущаяся круговая частота волны

$$\omega_e = \omega_o - kU \cos \beta \quad (5)$$

Физически ω_e представляет собой частоту волны для наблюдателя, находящегося на судне, движущемся со скоростью U на встречном волнении

$$\zeta = \zeta_a e^{kz_o} \cos(\omega_e t + kx_o) \quad (6)$$

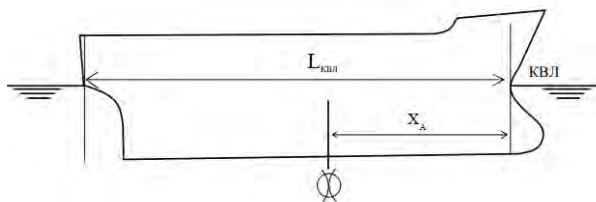


Рис. 5. Схема сечения судна по ДП

Вертикальное (восходящее) смещение $Z(x_A)$ точки А, расположенной на некотором расстоянии x_A от центра тяжести ЦТ (на рис 5), задается формулой:

$$Z(x_A) = \eta_3 - x_A \eta_5 \quad (7)$$

При выводе уравнений продольной качки судна рассматривается движение элементарного объема в сечении x относительно поверхности воды $Z(x_A) - \zeta(x)$. В обращенном движении, если судно считать некачающимся, проекция волны на борт судна в этом же сечении будет равна $S(x_A) = \eta_3 - x_A \eta_5 - \zeta$. С учетом того, что $Z(x_A) = \eta_3 - x_A \eta_5$, окончательно получим [13,14,15,16]

$$S(x_A) = \eta_3 - x_A \eta_5 - \zeta \quad (8)$$

Будем считать безразмерное относительное перемещение равным:

$$\frac{S(x_A)}{\zeta_a} = \frac{S_o}{\zeta_a} \cos(\omega_e t - \varphi_s) \quad (9)$$

Где $\frac{S(x_A)}{\zeta_a}$ – безразмерное относительное перемещение, $\frac{S_o}{\zeta_a}$ – безразмерная амплитуда относительного перемещения, φ_s – фаза относительного перемещения.

4. Анализ результатов для контейнеровоза S-175 с энергосберегающими крыльевыми элементами

Для изучения качки контейнеровоза S-175 с энергосберегающими крыльевыми элементами на регулярном волнении был выбран следующий диапазон длин волн: $\lambda/L = 0,4 - 2,5$. Результаты численного моделирования качки сопоставлялись с методом 3D-панелей [17] и экспериментальными данными 1978 года Комитета мореходности ИТТС [18]. Результаты численного моделирования относительного перемещения судна сопоставлялись с экспериментальными данными Ватанабэ [19]. Ниже приведены результаты расчетов вертикальной и килевой качки судна при числе Фруда $Fr = 0,275$ и относительного перемещения судна при числе Фруда $Fr = 0,25$ на встречном волнении.

Характерные параметры контейнеровоза и крыльев приведены в Таблице 1 и Таблице 2.

Таблица 1
Параметры контейнеровоза S-175

№	Параметр	Символ	Единица измерения	S-175
1.	Длина	L	м	175
2.	Ширина	B	м	25,4
3.	Осадка	T	м	9,5
4.	Высота борта	H	м	15,4
5.	Водоизмещение	∇	м ³	24742
6.	Кэфф. полноты водоизмещения	δ	-	0,559
7.	Кэфф. полноты мидель-шпангоута	β	-	0,974
8.	Дедвейт судна	DWT	т	14827,8

Таблица 2
Характерные величины крыльев

	Крыло № 1	Крыло № 2	Крыло № 3
Типа крыла	NACA 0012		
Хорд (с)м	5	5	5
Размах (s)м	15	20	25
удлинение крыла (Λ)	3	4	5

Анализируя Рис. 6 и 7, можно заключить, что амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальной и килевой качки, полученная численным моделированием, удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными и с методом 3D-панелей. В представленных на рис. 6 и 7 графиках приняты следующие обозначения: $\bar{\eta}_3/\zeta_a$ - безразмерная амплитуда вертикальной качки, $\bar{\eta}_5/k\zeta_a$ - безразмерная амплитуда килевой качки.

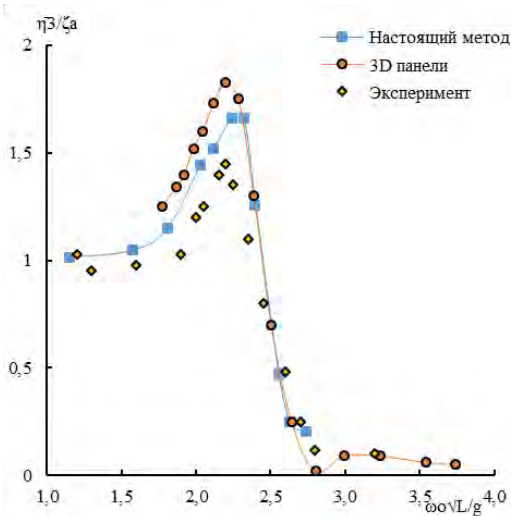


Рис 6- АЧХ вертикальной качки контейнеровоза S-175 при курсовом угле $\beta = 180^\circ$

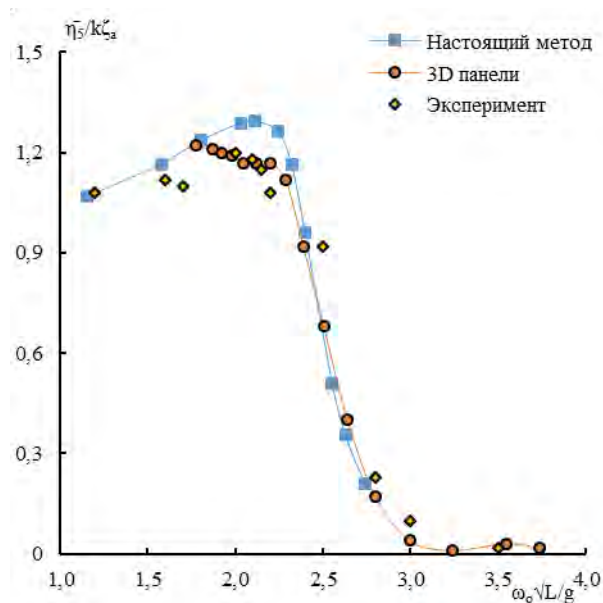


Рис. 7. АЧХ килевой качки контейнеровоза S-175 при курсовом угле $\beta = 180^\circ$

Анализируя Рис. 8, можно заключить, что носовое относительное перемещение полученное численным моделированием, удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными[19]. В представленном на Рис. 8 графике принято следующее обозначение: S_0/ζ_a - безразмерная амплитуда относительного перемещения.

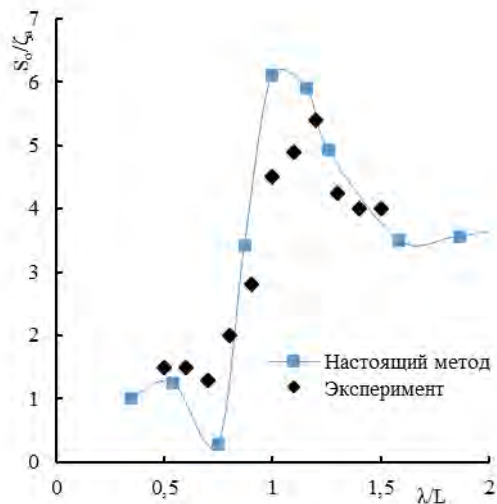


Рис. 8. Носовое относительное перемещение судна S-175 при различных длинах волн

Результаты расчета относительного перемещения носовой оконечности контейнеровоза S-175 с крыльевыми устройствами и без них приведены на Рис 9-12.

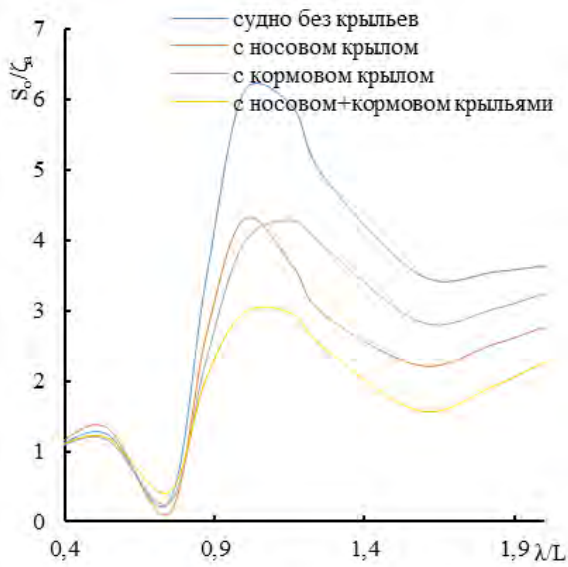


Рис. 9. Носовое относительное перемещение судна S-175 с крыльями при различных длинах волн (крыло №1)

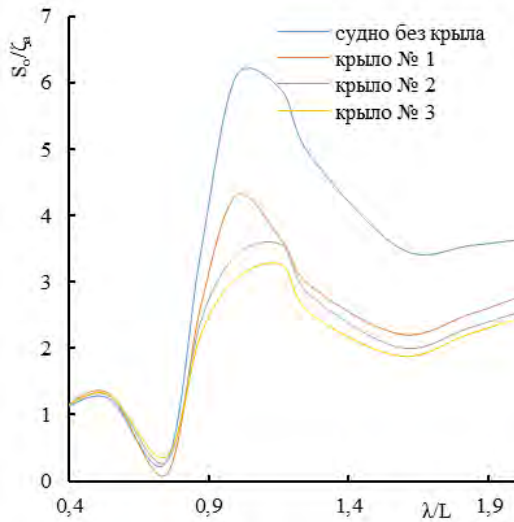


Рис. 10. Носовое относительное перемещение судна S-175 с носовым крылом при различных длинах волн

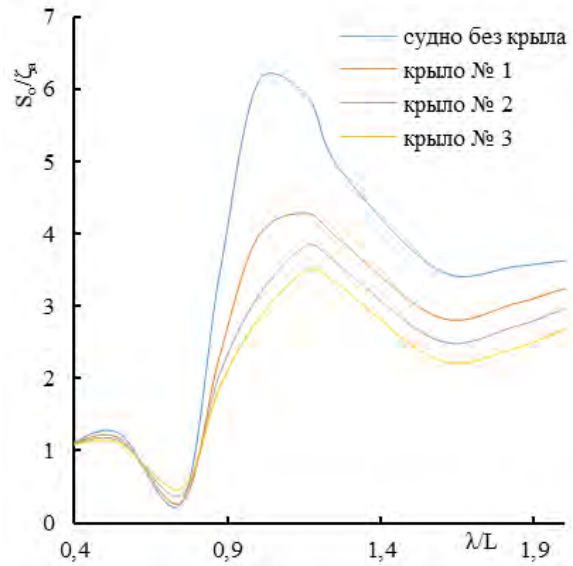


Рис 11- Носовое относительное перемещение судна S-175 с кормовым крылом при различных длинах волн

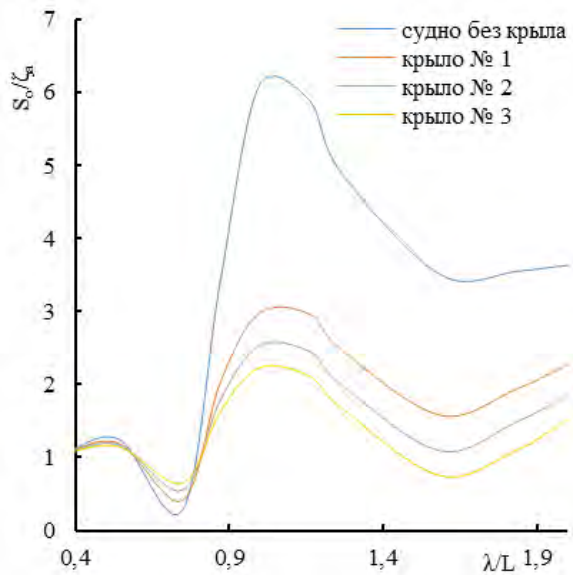


Рис 12- Носовое относительное перемещение судна S-175 с носовым и кормовым крыльями при различных длинах волн

Выводы

Анализ расчетных данных дает возможность сделать некоторые выводы:

1. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальной и килевой качки и относительное перемещение носовой оконечности контейнеровоза S-175, полученные численным моделированием, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными.
2. Для судов, снабженных энергосберегающими крыльевыми устройствами наблюдается уменьшение относительного перемещения носовой оконечности.
3. Эффективность энергосбережения и умерения относительного перемещения носовой оконечности зависит от конфигурации системы (носое крыло, кормовое крыло, носое *плюс* кормовое крылья)
4. На встречном волнении носое крыло в большей степени умеряет относительное носое перемещение чем кормовое крыло.
5. В дальнейшем планируется использовать полученные здесь результаты для вычисления слеминга и заливаемости палубы судна с энергосберегающими крыльевыми элементами на встречном волнении.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Зин Мин Хтет., Рождественский К. В. Математическое моделирование судна, движимого энергией волн. Морские интеллектуальные технологии, № 1(43), стр.32-38. 2019.
2. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical modeling of marine robots with energy-saving wing devices. International Conference on Marine Robotics in Ocean Exploration. MaineRobotics 2019, September 17-19, Saint-Petersburg, Russia. p 360-369.
3. Рождественский К.В., Зин Мин Хтет. Будущее зелёного судоходства с использованием энергии волн. Всероссийская конференция. Рождественские встречи: современные проблемы гидродинамики. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2019.
4. Рождественский К.В., Зин Мин Хтет. Математическая модель судна с энергосберегающими крыльевыми элементами, движимого энергией волн. Научно-технический семинар «Моделирование процессов в современных морских транспортных системах». Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2020.
5. Зин Мин Хтет. Исследования особенностей снижения продольной качки и дополнительного сопротивления судна с крыльевыми устройствами. Морские интеллектуальные технологии, № 1 том 3, стр.38-50, 2020.
6. Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. К вопросу о снижении дополнительного сопротивления судна с энергосберегающими крыльевыми элементами. Всероссийская конференция. Рождественские встречи: современные проблемы гидродинамики. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2019.
7. Зин Мин Хтет. Определение EEDI_{weather} при продольной качке судна с крыльевыми устройствами в репрезентативном состоянии моря. Морские интеллектуальные технологии, № 1 том 3, стр.30-37, 2020.
8. Зин Мин Хтет., Рождественский К.В. Оценка влияния энергосберегающих крыльевых элементов на дополнительное сопротивление судна на волнении и количество вредных выбросов в атмосферу. Научно-технический семинар «Моделирование процессов в современных морских транспортных системах». Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2020.
9. Чижумов С.Д. Основы динамики судов на волнении: учеб. пособие / С. Д. Чижумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2010. – 110 с.
10. Nils Salvesen., E. O. Tuck., O. M. Faltinsen. Ship motions and sea loads. The society of naval architects and marine engineers. November 12-13. 1970. P.30.
11. Tasai F. A study on the seakeeping qualities of full ships. Reports of research institute for applied mechanics. Vol. XVI, No. 55, 1968. p 91.
12. Короткин Я. И., Ростовцев Д. М., Сиверс Н. Л. Прочность корабля. Л., «Судостроение». 1974. 432 с.
13. Холодильник А.Н. Стабилизация судна на волнении. Л., «Судостроение». 1973. 232 с.
14. Холодильник А.Н., Шмырев А.Н. Стабилизация судна на волнении. Мореходность и стабилизация судов на волнении. Л., «Судостроение». 1976. 328 с.
15. Борисов Р.В, Семенова В.Ю. Качка корабля: учеб. пособие / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Р.В. Борисова. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2015. – 93 с.
16. Семенова, В.Ю. Гидродинамическая теория линейной качки корабля: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2014. – 106 с.
17. Shukui Liu and Apostolos D Papanikalaou. Time domain hybrid method for simulating large amplitude motions advancing in waves. International journal naval architecture and ocean engineering. 2011.
18. ITTC, seakeeping committee. 1978. p 79-92.
19. Watanabe I., Sawada H. Effects of bow flare shape to the wave loads of a container ship. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 166. 1989. p 259-266.

References

1. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K. V. Mathematical modeling of wave-powered ships. Marine Intellectual Technologies, № 1(43), p.32-38. 2019. (in Russian)
2. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical modeling of marine robots with energy-saving wing devices. International Conference on Marine Robotics in Ocean Exploration. Maine Robotics 2019, September 17-19, Saint-Petersburg, Russia. p 360-369.
3. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. The future of green shipping using wave energy. Russian conference. Christmas gatherings: contemporary problems of fluid dynamics. Saint Petersburg, SMTU, 2019. (in Russian)
4. Rozhdestvensky K.V., Zin Min Htet. Mathematical model of a ship with energy-saving wing elements driven by wave energy. Scientific and technical seminar "Modeling of processes in modern marine transport systems". Saint-Petersburg, SMTU, 2020. (in Russian)
5. Zin Min Htet. Study of peculiarities of reducing longitudinal motions and added resistance for a ship with wing devices. Marine Intellectual Technologies, № 1, Vol 3, p.38-50, 2020. (in Russian)
6. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K.V. On the issue of reducing the add resistance of a ship with energy-saving wing elements. Russian conference. Christmas gatherings: contemporary problems of fluid dynamics. Saint Petersburg, SMTU, 2019. (in Russian)
7. Zin Min Htet. The determination of $EEDI_{weather}$ during the longitudinal motion of a ship with wing devices in a representative sea condition. Marine Intellectual Technologies, № 1, Vol 3, p.30-37, 2020. (in Russian)
8. Zin Min Htet., Rozhdestvensky K.V. Assessment of the impact of energy-saving wing elements on the add resistance of the vessel in waves and the amount of harmful emissions into the atmosphere. Scientific and technical seminar "Modeling of processes in modern marine transport systems". Saint-Petersburg, SMTU, 2020. (in Russian)
9. Chizhiumov S.D. Fundamentals of ship dynamics in waves: study guide. Komsomolsk-on-Amur: KnAGTU, 2010. – 110 s.
10. Nils Salvesen., E. O. Tuck., O. M. Faltinsen. Ship motions and sea loads. The society of naval architects and marine engineers. November 12-13. 1970. P.30.
11. Tasai F. A study on the seakeeping qualities of full ships. Reports of research institute for applied mechanics. Vol. XVI, No. 55, 1968. p 91.
12. Korotkin YA. I., Rostovtsev D. M., Sivers N. L. Ship's strength. L.«Shipbuilding». 1974. 432 p.
13. Kholodilnik A.N. Stabilization of a ship in waves. L.,«Shipbuilding». 1973. 232 p.
14. Kholodilnik A.N., Shmyrev A.N. Stabilization of the vessel in waves. Seaworthiness and stabilization of ships in waves. L.,«Shipbuilding». 1976. 328 p.
15. Borisov R.V, Semenova V.YU. Ship motion: study guide / Under the editorship of Dr. sci. Sciences, Professor R. V. Borisov. –SPb.: SMTU, 2015. – 93 p.
16. Semenova, V.YU. Hydrodynamic theory of linear rolling of a ship: study guide. – SPb.: SMTU, 2014. – 106 p.
17. Shukui Liu, Apostolos D Papanikalaou. Time domain hybrid method for simulating large amplitude motions advancing in waves. International journal naval architecture and ocean engineering.2011.
18. ITTC, seakeeping committee. 1978. p 79-92.
19. Watanabe I., Sawada H. Effects of bow flare shape to the wave loads of a container ship. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 166. 1989. p 259-266.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Зин Мин Хтет, аспирант кафедры прикладной математики и математического моделирования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: zinmin.353828@gmail.com

Zin Min Htet, Ph.D student, Department of Applied Mathematics and Mathematical Modeling, Saint-Petersburg State marine technical university Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: zinmin.353828@gmail.com

Кирилл Всеволодович Рождественский, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Прикладной математики и математического моделирования, проректор по международному сотрудничеству в области науки и образования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: kvrxmas@yahoo.com

Kirill V. Rozhdestvensky, Honored Scientist of the Russian Federation, Dr. Sci. (Eng), Professor, Vice-Rector for International Science and Education, Professor of the Department of Applied Mathematics and Mathematical Modeling, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St.Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kvrxmas@yahoo.com

УДК 532.583.4

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.042

Изучение влияния относительного взаимного расположения двух движущихся параллельно судов на их гидродинамические характеристики

Р. Али¹, Н.В. Тряскин¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация Эксплуатация судна сопровождается ситуациями, в которых оно испытывает дополнительные нагрузки от близости твёрдых границ, таких как плавание в ограниченном фарватере, расхождение судов на малых расстояниях, погрузочные операции. Для грамотного осуществления подобных операций необходима заблаговременная оценка возможных нагрузок и учёт гидродинамического влияния между судами или судном и твёрдой поверхностью. Целью данной работы является изучение влияния взаимного положения двух судов на гидродинамическое взаимодействие между ними, а также оценка возможного взаимодействия между судами при операциях погрузки/разгрузки на глубокой воде. Гидродинамическое взаимодействие выражается в изменении полей давления и скорости при непосредственной близости нескольких судов, изменении поперечной и продольной гидродинамических сил и моментов рыскания, действующих на оба объекта. Для определения влияния относительных расстояний между судами на их гидродинамическое взаимодействие во время разгрузочных операций проведён ряд численных экспериментов. Смоделировано обтекание потоком вязкой несжимаемой жидкости двух судов типа KVLCC2, находящихся на различных относительных расстояниях друг от друга. Математическое моделирование турбулентного потока основано на решении уравнений Рейнольдса и проведено с помощью открытого программного пакета OpenFOAM. Для моделирования турбулентности использована $k-\omega SST$ модель турбулентности. Результаты численного моделирования обработаны и проанализированы, они находятся в хорошем соответствии с экспериментальными данными. Вычислены максимальные силы и моменты, возникающие при взаимодействии судов при их различном взаимном положении.

Ключевые слова: операция погрузки-разгрузки, численное моделирование, свободная поверхность, CFD, уравнения Рейнольдса, гидродинамические характеристики, KVLCC2, OpenFOAM.

Study the influence of the relative position of two vessels moving in parallel on their hydrodynamic characteristics

Rami Ali¹, Nikita V. Tryaskin¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract Hydrodynamic interaction between ships continues to be a major field of research, considering that during different stages of the investment ship's life, ship is exposed to the presence of a close rigid boundary such as sailing in restricted areas, overtaking and encountering at small distances with other ship or during investment operation such as lightering operations. In order to perform lightering operations safely, the knowledge of the interaction effects between both ships is very important. The aim of this article is to study the changes in velocity and pressure fields resulting from the presence of the two ships in close proximity, evaluating the longitudinal and transverse forces as well as yaw momentum affecting both ships, determining their relationship to the relative longitudinal position of the two ships as well as to predict the ship-to-ship interaction during lightering operations in deep water. A series of systematic computations were performed on two KVLCC2 hulls advancing in deep water and calm weather with the same constant low speed (full scale speed 4kt) in order to investigate the influence of the relative longitudinal separations on the hydrodynamic interaction forces and moments during the lightering operation. OpenFOAM, an open-source CFD packet was used for carrying out the simulations, RANS method was used for turbulence modeling and the well-known turbulent model $k-\omega SST$ was used to close RANS equations. Numerical results have been post-processed, analyzed, compared and found to be of a good agreement with the experimental results. Maximum forces and moments and their relation with longitudinal position were computed.

Key words: Lightering operation, numerical simulation, free surface, CFD, RANS, hydrodynamic characteristics, KVLCC2, OpenFOAM.

Введение

Большую часть жизненного цикла судно проводит в плавании в открытых водах, однако возникают ситуации, когда судно движется вблизи объектов, оказывающих влияние на характеристики его движения. Например, движение в ограниченных водоёмах, таких как каналы или мелководье, обгоны и встречи с другими судами на малых относительных расстояниях, движение в зонах интенсивного судоходства, а также другие операции, требующие близкого присутствия двух или более транспортных средств. Например, операции по погрузке/разгрузке грузов и маневрирование буксировочных судов.

Xu Xiang и др. [1] провели исследование маневрирования двух взаимодействующих судов, движущихся с малыми числами Фруда в спокойной безграничной жидкости. Гидродинамические силы и моменты получены с помощью метода, основанного на трёхмерном потенциальном течении. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментом De Decker [9], а также коммерческим пакетом BEM VSAERO, который основан на методе граничных элементов. Воздействие морских волн, ветра и течений не рассматривалось.

Yuan и др. [2,3] провели исследования влияния скорости движения судов на силу и момент взаимодействия между ними, а также высоты волны во время обгона на мелководье. Использовано

программное обеспечение Mhydro, основанное на панельном методе пространственного источника Ранкина. Результаты сравнены с модельными тестами, а также с опубликованными результатами CFD. Авторы отмечают высокую зависимость результатов моделирования от размера панелей и скорости движения судов.

Fonfach и др. [4] провели сравнительное CFD-исследование взаимодействия между малым буксирным судном и большим танкером, идущими параллельно с малыми числами Фруда. Задача решена четырьмя методами: обтекание дублированной модели потоком невязкой жидкости и вязкой с учётом турбулентности, а также движение полной модели в потоках невязкой и вязкой жидкостей с учётом свободной поверхности. Для расчётов использовались два коммерческих кода StarCCM+ и ANSYS CFX. Особое внимание было уделено построению качественной расчётной сетки на участке зазора между судами. Расчёты проводились на различных относительных расстояниях и частично сравнивались с имеющимися экспериментальными данными. Анализ численных результатов показал относительно слабое влияние вязкости, в то время как волнообразование заметным образом меняет характер взаимодействия на малых относительных расстояниях даже при очень низких значениях числа Фруда. Авторы отмечают, что число Фруда, рассчитанное по относительному расстоянию, более информативно в случае движения судов бок о бок.

Zou и Larsson [5] с помощью метода дублированной модели изучали взаимодействие двух судов, идущих параллельно с одинаковой скоростью без учёта волнообразования. Результаты сравнивались с расчётными и экспериментальными данными. Получено хорошее согласование с результатами CFD, но значения поперечной силы и момента рыскания значительно отличались от экспериментальных данных.

Sian и др. [6] исследовали манёвр обгона на мелководье между судном СПГ и моделью серии 60. Численное моделирование движения вязкой жидкости проводилось с использованием пакета Fluent, уравнения Рейнольдса замыкались $k - \omega SST$ моделью турбулентности. Численные результаты показали заниженные, а для некоторых случаев завышенные гидродинамические характеристики по сравнению с экспериментом.

Nandhini [7] изучил силы взаимодействия между движущимся судном и пришвартованным с помощью методов вычислительной гидродинамики. Используемое решение основано на трёхмерном нестационарном невязком потоке. Численное моделирование валидировано на существующих экспериментальных данных из опубликованных ранее статей. Дополнительно авторами был расширен ряд параметров: водоизмещение движущегося судна, скорость, относительные расстояния между судами и глубина воды. Из результатов следует, что продольные и поперечные силы, действующие на пришвартованное судно, становятся незначительными на расстоянии, превышающем ширину судна более чем в три раза. Кроме того, авторы представляют результаты о влиянии полноты корпуса на силы движущегося судна.

В настоящей работе численно смоделировано обтекание вязкой несжимаемой жидкостью двух судов, движущихся параллельно на тихой глубокой воде с одинаковой скоростью на малом относительном расстоянии. Исследован широкий диапазон относительных поперечных и продольных расстояний между судами, получено их влияние на силы и моменты взаимодействия, проведён анализ полей давления и скорости.

1. Постановка задачи

Для проведения численного моделирования взаимодействия двух судов рассмотрена известная модель крупнотоннажного танкера – KVLCC2 [8] с U-образными кормовыми обводами и низкой эксплуатационной скоростью. Форма танкера позволяет изучать эксплуатационные операции по погрузке-разгрузке, так как судно имеет множество экспериментальных результатов по исследованию его сопротивления и широко используется в качестве эталонного модели для валидации численных расчётов.

Как правило, в погрузочно-разгрузочных работах взаимодействуют суда одного типа, но имеющие разную длину, поэтому используются модели KVLCC2 разных масштабов: 1:75 – «STBL» и 1:106 – «SS». Стоит отметить, что тип и размеры судов не были выбраны произвольно, а в соответствии с моделями и размерами, использованными в экспериментальной работе De Decker [9]. Главные размерения модели «STBL» в 1.4 $\left(\frac{L_{pp1}}{L_{pp2}} = \frac{B_{wl1}}{B_{wl2}} = \frac{T_1}{T_2} = 1.4\right)$ раза больше модели «SS». Трёхмерная модель формы корпуса представлена на рисунке 1.



Рис. 1. Форма корпуса KVLCC2

В работе используется две связанные системы координат (рис. 2), расположенные в пересечении свободной поверхности, диаметральной плоскости и плоскости мидель-шпангоута каждого судна.

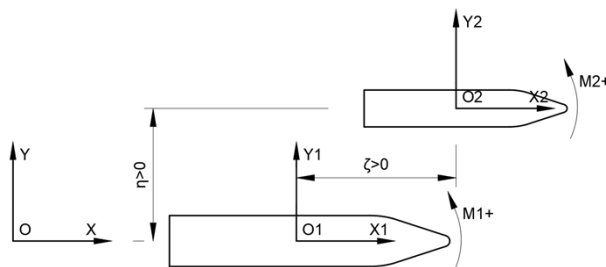


Рис. 2. Принятые системы координат

В исследовании суда движутся параллельными курсами без дрейфа с одинаковой скоростью, которая соответствует числам Фруда по длине $Fr_{L1} = 0.037$ и $Fr_{L2} = 0.044$.

Судно «SS» всегда располагается со стороны левого борта относительно «STBL». Для однозначного описания их взаимного расположения приняты следующие параметры:

– относительное поперечное расстояние (η), $\eta = \Delta y / B_{avg}$, где Δy – расстояние между диаметрными плоскостями судов, $B_{avg} = \frac{B_{wl1} + B_{wl2}}{2}$ – средняя ширина судов.

– относительное продольное расстояние (ξ), $\xi = \Delta x / L_{avg}$, где Δx – расстояние между миделевыми сечениями судов, $L_{avg} = \frac{L_{pp1} + L_{pp2}}{2}$ – средняя длина между перпендикулярами.

Из формул видно, что при $\xi = 0$ миделевые сечения обоих судов совпадают, при $\xi = 1$ мидель судна «SS» совпадает с носом судна «STBL», а при $\xi = -1$ мидель «SS» совпадает с кормой «STBL».

Поперечное расстояние η изменяется в пределах от 1.06 до 1.8 и продольное расстояние ξ изменяется в пределах: $-0.5 \div 0.5$

2. Математическая постановка задачи

Система основных уравнений

Турбулентное течение вязкой несжимаемой жидкости может быть описано осреднёнными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса и неразрывности, с использованием гипотезы Буссинеска:

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \langle u_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\nu + \nu_t) \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \right) + g_i + F_\sigma \quad (1)$$

$$\frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

Для замыкания уравнений (1)-(2) используется $k - \omega_{SST}$ модель турбулентности.

Для описания границы раздела вода-воздух используется модифицированная версия VoF [10]:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_j \rangle \alpha_q}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_q (1 - \alpha_q) U_r) \quad (3)$$

где U_r – поле скорости сжатия границы.

Для численного дифференцирования полученной системы уравнений (1)-(3) используется открытый некоммерческий код OpenFOAM, который основан на методе контрольного объёма.

Задача решается в нестационарной постановке с использованием алгоритма PIMPLE. Дискретизация дифференциальных уравнений производится с использованием схем второго порядка.

На рисунке 3 представлена расчётная область, состоящая из 8 границ: входная плоскость расположена на расстоянии $2L_{pp}$ перед «STBL», выходная – $5L_{pp}$ позади, ширина в поперечном направлении – $2L_{pp}$ от $\frac{B_{wl1}}{2}$. Границы атмосферы и дна расположены на расстоянии $2L_{pp}$ от свободной поверхности. Величина безразмерного параметра y^+ на поверхности твёрдого тела удовлетворяет

логарифмическому закону ($y^+ \sim 30$). Расчётная сетка состоит из 4.1 млн. ячеек.

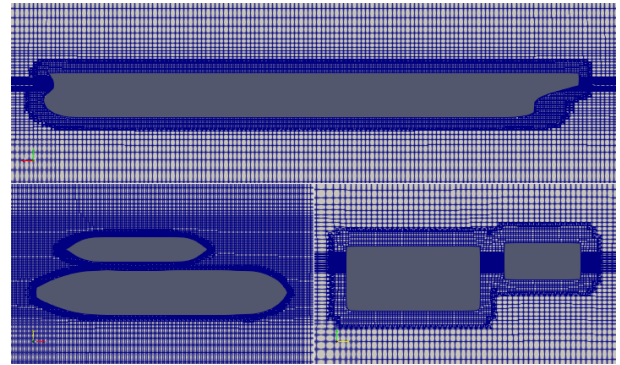


Рис. 3. Расчётная область

Для решения системы дифференциальных уравнений (1)-(3) задаются следующие граничные и начальные условия:

Граничные условия

– для скорости (\vec{u}): на входной границе задаётся условие Дирихле $\vec{u} = (U_0, 0, 0)$, на твёрдом теле задаётся условие непротекания $u_n = 0$ и прилипания $u_\tau = 0$, на нижней границе задаётся условие проскальзывания, на выходной, верхней и боковых границах – условие Неймана $\frac{\partial \vec{u}}{\partial n} = 0$;

– для давления (p): на твёрдом теле, входной, выходной, нижней и боковых границах задаётся условие Неймана $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$, а для верхней границы – условие Дирихле $\Delta p = 0$, где Δp – избыточное давление;

– для турбулентной кинетической энергии (k) и удельной скорости её диссипации (ω): на твёрдом теле задаются пристеночные функции согласно [11,12], на остальных границах $\frac{\partial k}{\partial n} = 0$ и $\frac{\partial \omega}{\partial n} = 0$.

Начальные условия

Согласно результатам [14, 15] на входной границе степень турбулентности $Tu = 5\%$ и отношение турбулентной вязкости к вязкости жидкости $\mu_t / \mu = 60$. Параметры среды задавались согласно условиям эксперимента [9]: плотность $\rho = 998.8 \text{ кг/м}^3$ и кинематическая вязкость $\nu = 1.09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. В начальный момент времени известны поля скорости, давления и параметры турбулентности.

Валидация математической модели

Для валидации предложенной математической модели проведено численное моделирование эксперимента De Decker [9] и Orhem [13] для двух судов, движущихся с постоянной скоростью $V = 4$ уз. на глубокой воде на малом относительном поперечном расстоянии $\eta = 1.2$. Получено сеточно независимое решение, удовлетворяющее результатам эксперимента. На рис. 4 показано сравнение результатов CFD, [9] и [13].

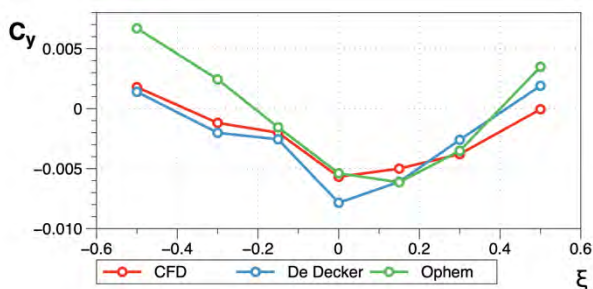


Рис. 4. Валидация математической модели

3. Результаты численного моделирования

Характеристики потока жидкости при обтекании двух близко расположенных корпусов характеризуются несколькими параметрами: относительные продольное и поперечное расстояния, отношение длин судов, глубина воды и т.д. Эти параметры влияют одновременно на распределение скорости и давления вблизи судов, на силы и моменты гидродинамического взаимодействия. В настоящей работе рассматривается влияние относительных продольного и поперечного расстояния между моделями на гидродинамическое взаимодействие.

Гидродинамические силы и момент

Безразмерные коэффициенты продольной и поперечной силы, а также момента рыскания относительно центра тяжести судов определены по формулам:

$$C_x = F_x / (0.5 \cdot \rho \cdot B \cdot T \cdot u^2) \quad (4)$$

$$C_y = F_y / (0.5 \cdot \rho \cdot L_{pp} \cdot T \cdot u^2) \quad (5)$$

$$C_{m_z} = M_z / (0.5 \cdot \rho \cdot L_{pp} \cdot B \cdot T \cdot u^2) \quad (6)$$

где L_{pp} , B , T – основные размеры модели «STBL», u – скорость набегающего потока в масштабе модели.

Продольная сила

На рисунке 5 представлены зависимости коэффициента продольной силы C_x от различных относительных продольных расстояний ξ между «STBL» и «SS».

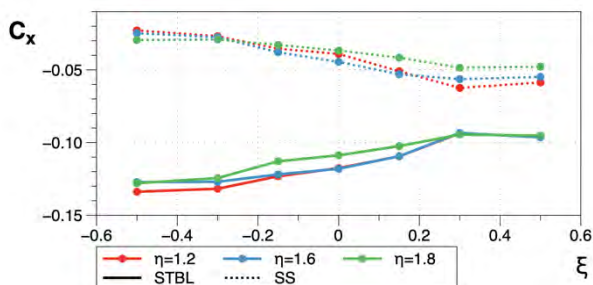


Рис. 5. Зависимость продольной силы C_x от продольного расстояния ξ

Анализ рисунка показывает, что изменение относительного продольного положения между судами имеет обратный эффект на продольное сопротивление обоих судов. Отношение C_x к относительному продольному положению

описывается уравнением третьей степени и имеет экстремум в $\xi = +0.3$. Смещение судна «SS» относительно судна «STBL» из кормы в нос приводит к уменьшению продольного сопротивления у судна «STBL» и увеличению у судна «SS», при этом градиент изменения продольного сопротивления для «SS» больше, чем для «STBL». Подобная картина наблюдается на всех рассмотренных поперечных относительных расстояниях η , с увеличением которого уменьшается экстремум взаимного влияния.

Поперечная сила

На рисунке 6 представлены зависимости коэффициента поперечной силы C_y от различных продольных относительных расстояний ξ между «STBL» и «SS».

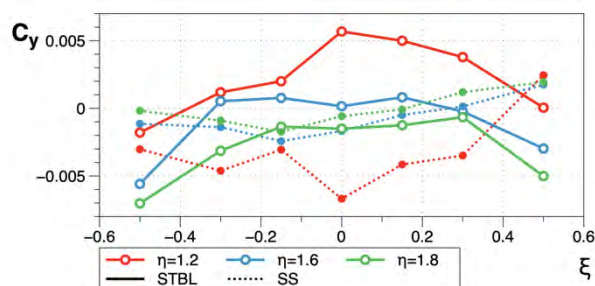


Рис. 6. Зависимость поперечной силы C_y от продольного расстояния ξ

Анализ рисунка 6 показывает, что поперечная сила, действующая на «STBL», постепенно уменьшаются с уменьшением относительного продольного расстояния ξ между судами. Взаимовлияние гидродинамических поперечных сил судов приводит как к притягиваю, так и к отталкиванию корпусов друг от друга в рассмотренном диапазоне ξ . Абсолютное значение поперечных сил увеличивается при удалении от пределов этого диапазона. На исследованных значениях поперечного расстояния η было замечено, что ширина зоны притяжения уменьшается с увеличением η . Для $\eta = 1.2$ она изменяется в диапазоне $\xi = [-0.4 \div +0.5]$, для $\eta = 1.4$ она изменяется в диапазоне $\xi = [-0.35 \div +0.3]$, а для $\eta = 1.8$ зона притяжения отсутствует.

Аналогичная картина поведения поперечной силы наблюдается на судне «SS». При изменении η ширина диапазона притяжения, которому подвержено меньшее судно «SS», больше, чем ширина диапазона притяжения более крупного судна «STBL». Зависимость поперечных сил гидродинамического взаимодействия от ξ может быть аппроксимирована с хорошим согласованием уравнением четвертой степени.

Момент рыскания

На рисунке 7 представлены зависимости коэффициента момента рыскания C_{m_z} от различных продольных относительных расстояний ξ между «STBL» и «SS».

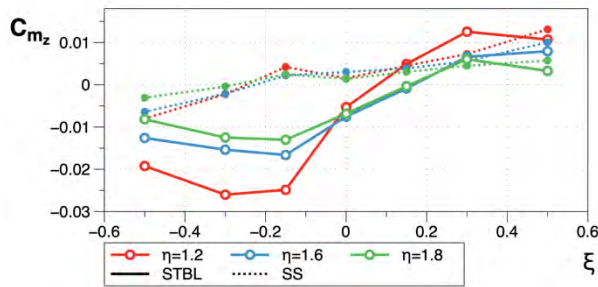


Рис. 7. Зависимость поперечной силы C_{m_z} от продольного расстояния ξ

Момент рыскания, действующий на судно «SS», изменяется линейно с изменением относительного продольного расстояния в исследуемом диапазоне ξ . Смещение судна «SS» относительно судна «STBL» из кормы в нос приводит к уменьшению величины момента и к смене знака до достижения нулевого значения ξ . Носовая часть судна «SS» поворачивается к корме «STBL» при $\xi < 0$ и вращается в противоположном направлении при $\xi > 0$. Влияние момента рыскания на «SS» при кормовом позиционировании менее значительно по сравнению с носовым продольным положением.

Соотношения момента рыскания, действующего на «STBL», и относительного продольного расстояния ξ , представляют собой зависимость третьей степени. Эта зависимость характеризуется наличием двух экстремумов, которые соответствуют продольным положениям $\xi = -0.15$ и $\xi = +0.3$. Пик при $\xi = -0.15$ имеет большую амплитуду, чем при $\xi = +0.3$, момент рыскания между ними уменьшается и меняет знак при $\xi > 0$. Носовая часть «STBL» поворачивается от судна «SS» при $\xi < 0$, и вращается в противоположном направлении при $\xi > 0$. Как правило, носовая часть заднего судна притягивается к корме переднего судна, что сопровождается вращением обоих судов в одном направлении. Исключением является относительное продольное положение, соответствующее изменению ξ от -0.15 до 0, при которых суда «SS» и «STBL» вращаются в противоположных направлениях. Максимальные значения моментов рыскания уменьшаются по мере увеличения относительного поперечного расстояния η между судами.

Нулевые моменты рыскания для обоих судов не совпадают при любых относительных продольных положениях, поэтому всегда одно из судов будет подвергаться воздействию момента рыскания от другого вне зависимости от относительного продольного положения. Небольшие значения моментов рыскания для судов достигаются при значениях $0 < \xi < 0.15$ и $\eta = 1.2$.

Гидродинамический след и поле скорости

В условиях тихой воды носовая и кормовая части судна находятся в зонах повышенного давления, а начало и конец цилиндрической вставки судна располагаются в зонах пониженного давления. При изменении относительных расстояний области повышенного и пониженного давлений судов пересекаются друг с другом. Это приводит к перераспределению давлений вокруг судна и, как следствие, изменению гидродинамических сил и

моментов. Дополнительное изменение вызывает изменение размеров области взаимодействия судов.

На рисунке 8 показано влияние относительного продольного расстояния между судами на величину области гидродинамического взаимодействия, а также на поля скорости и давления вблизи судов для относительного поперечного расстояния $\eta = 1.2$.

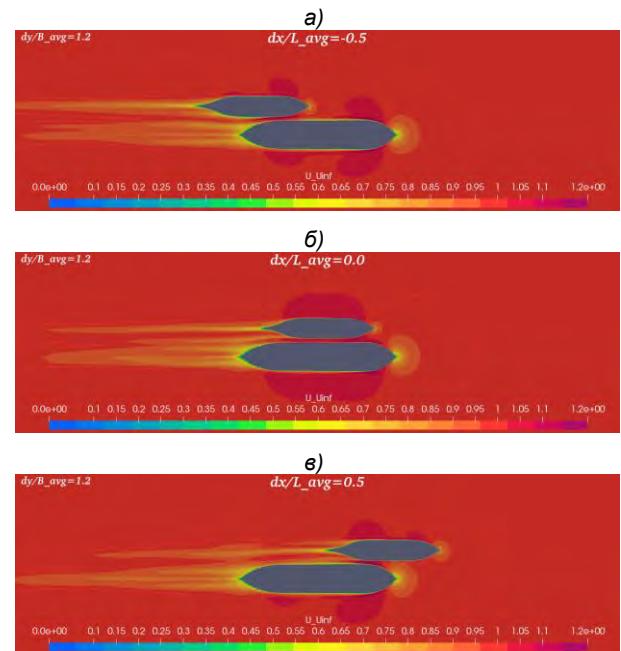


Рис. 8. Поле скорости вокруг движущихся судов при относительном расстоянии $\eta = 1.2$ и: а) $\xi = -0.15$ б) $\xi = 0$ в) $\xi = +0.15$

Слияние зон низкого давления между двумя судами при относительном продольном положении $\xi \pm 0.5$ вызывает вращение двух судов в одном направлении. При относительном продольном положении $0 < \xi < 0.15$ уменьшение давления в области между судами и увеличение скоростей потока вблизи носовой и кормовой конечностей приводят к вращению судов в противоположных направлениях.

Заключение

Для изучения влияния относительного взаимного расположения двух движущихся судов на их гидродинамические характеристики проведено численное моделирование обтекания моделей «STBL» «SS» потоком вязкой несжимаемой жидкости.

Для моделирования турбулентного течения использовались уравнения Рейнольдса и $k - \omega SST$ модель турбулентности. Интегрирование уравнений движения производилось в открытом некоммерческом пакете OpenFOAM.

Рассмотрены различные относительные продольные и поперечные расстояния между судами и сделаны следующие выводы:

C_x : изменение относительного продольного расстояния между судами имеет обратный эффект на продольное сопротивление обоих судов. Смещение судна «SS» относительно судна «STBL» из кормы в нос приводит к уменьшению продольного сопротивления у судна «STBL» и увеличению у судна

«SS», при этом градиент изменения продольного сопротивления для «SS» больше, чем для «STBL».

C_y : изменение относительного продольного расстояния между судами приводит к изменению поперечной силы, действующей на «STBL» и в большинстве случаев приводит к уменьшению расстояния между судами. Гидродинамические влияние на судно «STBL» постепенно уменьшается с уменьшением относительного продольного расстояния ξ между судами, абсолютные значения гидродинамических поперечных сил увеличиваются по мере удаления от краёв рассмотренного диапазона значений ξ . Величина зоны гидродинамического взаимодействия уменьшается при увеличении относительного поперечного расстояния η , а само взаимодействие исчезает при значении $\eta = 1.8$.

C_{m_z} : изменение относительного продольного расстояния между судами в небольшом диапазоне значений $-0.15 < \xi < 0$ приводит к вращению судов в

противоположных направлениях. При остальных значениях ξ направления вращения судов совпадают. Увеличение относительного поперечного расстояния приводит уменьшению момента рыскания для обоих судов. Для судна «SS» нулевой момент рыскания соответствует относительному продольному расстоянию $\xi = -0.25$. Момент рыскания в диапазоне значений $\xi > -0.25$ принимает положительное значение (соответствует вращению в противоположные стороны), большее, чем в диапазоне $\xi < -0.25$. Для судна «STBL» нулевой момент рыскания соответствует относительному продольному расстоянию $\xi = 0.15$. Зависимость момента рыскания от относительного продольного расстояния имеет 2 точки перегиба, в которых момент меняет своё поведение на противоположное. Изменение значения момента при значениях $\xi < 0.15$ происходит более интенсивно, чем в диапазоне $\xi > 0.15$.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Xiang, Xu and Odd M. Faltinsen. Maneuvering of two interacting ships in calm water. *Marine Systems & Ocean Technology* 6 (2010): 65-73.
2. Yuan, Z.M., et al., Ship-to-Ship Interaction during Overtaking Operation in Shallow Water. *Journal of Ship Research*, 2015. 59(3): p. 172-187.
3. Yuan, Z-M and Incecik, A (2016). Investigation of ship-bank, ship-bottom and ship-ship interactions by using potential flow method. In: 4th International Conference on Ship Maneuvering in Shallow and Confined Water, 2016-05-23 - 2016-05-25, Hamburg, Germany.
4. Fonfach, J & Sutulo, Serge & Guedes Soares, Carlos. (2011). Numerical study of ship-to-ship interaction forces on the basis of various flow models.
5. Zou L, Larsson L (2012) Investigation of ship-to-ship interaction during a lightering operation in shallow water using a RANS solver. International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM 2012), April 23–27, Singapore, paper FP6–3-0920
6. Sian AY, Maimun A, Ahmed Y, Rahimuddin (2016) Simultaneous ship-to-ship interaction and bank effects on a vessel in restricted water. *Proceedings 4th MASHCON: International Conference on Ship Maneuvering in Shallow and Confined Water*, Hamburg, Germany, 23–25 May 2016, p 197–207.
7. V. Nandhini & S. Nallayarasu (2019) CFD simulation of the passing vessel effects on moored vessel, *Ships and Offshore Structures*, 15:2, 184-199.
8. Van, S.H., Kim, W.J., Yim, G.T., Kim, D.H., and Lee, C.J., 1998, "Experimental Investigation of the Flow Characteristics Around Practical Hull Forms," *Proceedings 3rd Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design*, Osaka, Japan
9. De Decker, B., 2006. Ship–ship interaction during lightering operations. Maritime Technology Division, Ghent University, M.Sc. Dissertation.
10. Hirt, C. W., Nichols, B. D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 1981, Vol. 39, No. 1, pp.201–255.
11. Али Р., Тряскин Н.В. Численное изучение влияния начальных турбулентных параметров на переходный режим над плоским крылом. *Труды Института системного программирования РАН*. 2019. Т. 31. № 6. С. 203-214.
12. Али Р., Тряскин Н.В. Влияние параметров турбулентности на характеристики переходного режима течения при обтекании профиля NASA 0012. *Морские интеллектуальные технологии*. 2019. № 3-2 (45). С. 39-44.
13. Ophem, O. K., 2005. Experimental investigation of ship to ship interaction in lightering operations. NTNU, Project Thesis.

References

1. Xiang, Xu and Odd M. Faltinsen. Maneuvering of two interacting ships in calm water. *Marine Systems & Ocean Technology* 6 (2010): 65-73.
2. Yuan, Z.M., et al., Ship-to-Ship Interaction during Overtaking Operation in Shallow Water. *Journal of Ship Research*, 2015. 59(3): p. 172-187.
3. Yuan, Z-M and Incecik, A (2016). Investigation of ship-bank, ship-bottom and ship-ship interactions by using potential flow method. In: 4th International Conference on Ship Maneuvering in Shallow and Confined Water, 2016-05-23 - 2016-05-25, Hamburg, Germany.

4. Fonfach, J & Sutulo, Serge & Guedes Soares, Carlos. (2011). Numerical study of ship-to-ship interaction forces on the basis of various flow models.
5. Zou L, Larsson L (2012) Investigation of ship-to-ship interaction during a lightering operation in shallow water using a RANS solver. International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM 2012), April 23–27, Singapore, paper FP6–3-0920
6. Sian AY, Maimun A, Ahmed Y, Rahimuddin (2016) Simultaneous ship-to-ship interaction and bank effects on a vessel in restricted water. Proceedings 4th MASHCON: International Conference on Ship Maneuvering in Shallow and Confined Water, Hamburg, Germany, 23–25 May 2016, p 197–207.
7. V. Nandhini & S. Nallayarasu (2019) CFD simulation of the passing vessel effects on moored vessel, Ships and Offshore Structures, 15:2, 184-199.
8. Van, S.H., Kim, W.J., Yim, G.T., Kim, D.H., and Lee, C.J., 1998, "Experimental Investigation of the Flow Characteristics Around Practical Hull Forms," Proceedings 3rd Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, Osaka, Japan
9. De Decker, B., 2006. Ship–ship interaction during lightering operations. Maritime Technology Division, Ghent University, M.Sc. Dissertation.
10. Hirt, C. W., Nichols, B. D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. Journal of Computational Physics, 1981, Vol. 39, No. 1, pp.201–255.
11. Ali R., Tryaskin N.V. Chislennoe izuchenie vliyanija nachal'nyh turbulentnyh parametrov na perehodnyj rezhim nad ploskim krylom [Numerical study on effect of the turbulence initial conditions on transition flow over 2D airfoil]. Trudy Instituta sistemnogo programirovaniya RAN. 2019. T. 31. № 6. S. 203-214.
12. Ali R., Tryaskin N.V. Vlijanie parametrov turbulentnosti na harakteristiki perehodnogo rezhima techenija pri obtekanii profilja NACA 0012 [Effects of turbulence variables on transition flow characteristics over NACA0012 airfoil]. Morskie intellektual'nye tehnologii. 2019. № 3-2 (45). S. 39-44.
13. Ophem, O. K., 2005. Experimental investigation of ship to ship interaction in lightering operations. NTNU, Project Thesis.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Рами Али, аспирант кафедры гидроаэромеханики и морской акустики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: ramimamdouhali@gmail.com

Rami Ali, graduate student, of the Department of the fluid mechanics and marine acoustics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: ramimamdouhali@gmail.com

Никита Владимирович Тряскин, кандидат технических наук, доцент кафедры гидроаэромеханики и морской акустики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nikita.tryaskin@smtu.ru

Nikita V. Tryaskin, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of the fluid mechanics and marine acoustics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: nikita.tryaskin@smtu.ru

К вопросу об оценке размеров ледяного нагромождения перед препятствием

К.Е.Сазонов^{1,2,3}, А.А. Симакина³

¹Крыловский государственный научный центр

²Санкт-Петербургский Государственный морской технический университет

³Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Аннотация. В работе рассматриваются основные факторы, влияющие на высоту сформировавшегося ледяного нагромождения, при взаимодействии льда и наклонного сооружения. Представлены основные факторы, определяющие характер развития ледяного нагромождения перед препятствием. Рассмотрены механизмы разрушения ледяного покрова с нагромождением при контакте с сооружением с различными углами наклона. Для угла наклона, лежащего между двумя предельными случаями (горизонтальная и вертикальная стенка) проведена оценка максимальной высоты нагромождения, вызывающего разрушения ледяного покрова. Для описания процессов сдвига нагромождения по некоторой поверхности, включая поверхность сооружения рассмотрены модели сыпучих сред. Исследован механизм потери устойчивости ледяного нагромождения и процесс выноса части разрушенного льда за пределы сооружения. Показано, что одним из основных факторов, ограничивающих высоту нагромождения является потеря устойчивости.

Ключевые слова: ледяное нагромождение, изгиб льда, разрушение льда, потеря устойчивости, высота нагромождения, наклонное сооружение.

On the question of assessing the size of ice rubble pile in front of the obstacle

Kirill E. Sazonov^{1,2,3}, Aleksandra A. Simakina³

¹Krylov State Research Centre, Russian Federation

²St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

³Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russian Federation

Abstract. The paper examines the main factors influencing the height of an ice rubble pile rising as a result of interaction of ice and an inclined structure. One of the main factors determining the mechanism of destruction is the inclination angle of the structure. The mechanisms of ice destruction upon contact with structures with different inclination angles are considered. For the inclination angle laying between the two limiting cases (horizontal and vertical walls), the maximum height of the heap causing the destruction of the ice cover was estimated. Other factors influencing the height of the ice heap are considered. The models of free-flowing media are considered to describe the shear processes of a piling up along a certain surface, including the surface of the structure. The mechanism of stability loss of the ice rubble pile and the process of removing a part of the destroyed ice outside the structure are investigated. One of the main factors limiting the heap height is demonstrated to be the loss of stability.

Key words: ice heap, ice bending, ice breaking, buckling, heap height, inclined structure.

Введение

Практически любое неподвижное препятствие, мешающее дрейфу льда, является источником формирования ледяных нагромождений. Например, ледяные нагромождения – торосы могут возникать при взаимодействии дрейфующего льда с припаем. При таких процессах часто образуются протяженные гряды торосов, а иногда поля равномерно восторошенного льда. Механика таких процессов рассмотрена в ряде работ [1,2,3 и др.]. Севший на дно отмели торос может спровоцировать образование стамухи, размеры которой во много раз превышают размеры инициирующего ее появления тороса [4]. превышают размеры инициирующего ее появления тороса [4]. Не являются исключением и различные инженерные сооружения, возводимые в шельфовой зоне замерзающих морей. Их взаимодействие с дрейфующим льдом приводит к образованию, иногда довольно внушительных и протяженных ледяных образований. В качестве примера можно привести ледостойкую платформу «Приразломная», установленную в Баренцевом море [5]. На рис.1 показан вид ледяного нагромождения, образовавшегося у платформы «Приразломная».

Ледяные образования часто приводят к увеличению глобальной нагрузки на морские инженерные сооружения, препятствуют выполнению

отгрузочных и технологических операций [5], затрудняют эвакуацию персонала платформы в случае возникновения аварийных и катастрофических ситуаций [6]. Однако в некоторых случаях, когда ледяное образование садится на дно акватории перед сооружением, оно может способствовать снижению уровня глобальной ледовой нагрузки [7,8]. Поэтому изучение механизмов образования ледяных нагромождений и оценка их размеров перед препятствиями является актуальным.



Рис.1 Ледяное нагромождение перед платформой «Приразломная»

1. Сценарии развития ледяных нагромождений перед препятствиями.

Прежде чем рассматривать различные механизмы образования ледяных нагромождений необходимо проанализировать различные сценарии происходящих процессов, а также выявить основные параметры, влияющие на их развитие.

Одним из важнейших факторов, определяющим характер развития ледяного нагромождения перед препятствием, является величина наклона фронтальной по отношению к направлению дрейфа льда стенки препятствия. Здесь можно выделить три характерных ситуации, приводящих к различным механизмам образования нагромождения.

1. Угол наклона фронтальной стенки мал. Типичным примером такой ситуации может служить пологий берег. В этом случае дрейфующий под действием ветра лед, как правило, состоящий из отдельных льдин, заползает на препятствие, не образуя в начале этого процесса нагромождений. Ледяные нагромождения могут формироваться на определенной стадии процесса, когда цепочка льдин, находящихся на препятствии, теряет устойчивость под действием сжимающих усилий, вызванных внешними силами и трением о препятствие. В том месте, где произошла потеря устойчивости цепочки льдин, их движение из «ламинарного» переходит в «турбулентное» с образованием скопления льда. В этом месте изменяется угол наклона опорной поверхности, что способствует обрушению льдин, попадающих на нее, и формированию нагромождения. Методы расчетов таких навалов льда описаны в работах [9, 10].

2. Другим предельным случаем является вертикальная или близкая к вертикальной стенка. На начальном этапе взаимодействия льда с такой преградой практически отсутствуют изгибные деформации ледяного покрова, за исключением некоторых специальных случаев [11]. Основными процессами разрушения ледяного покрова являются процессы дробления и скалывания льда [12]. Эти процессы также приводят к образованию ледяных нагромождений перед инженерными сооружениями. Такие нагромождения характеризуются меньшим размером блоков льда их слагающих и более плотной упаковкой нагромождения. Начиная с некоторого момента развития процесса взаимодействия преграды с надвигающимся льдом, льдины начинают в основном взаимодействовать ледяным нагромождением. При этом может измениться характер разрушения ледяного покрова, в нем могут начать превалировать изгибные деформации. На рис. 2 представлена фотография нагромождения перед моделью инженерного сооружения с вертикальной фронтальной стенкой, полученная во время проведения испытаний в ледовом бассейне Крыловского научного центра [13].



Рис. 2 – Взаимодействие причала с ровным ледяным покровом толщиной 2,44 м. Скорость дрейфа 0,3 м/с. Протяженность воздействия льда 480 м

3. Наиболее типичным случаем взаимодействия преграды с наклонной гранью со льдом является случай, когда угол наклоны фронтальной поверхности лежит в промежутке между двумя рассмотренными выше предельными случаями. Необходимо еще раз подчеркнуть, что, начиная с некоторой стадии процесса взаимодействия льда с препятствиями с предельным наклоном фронтальных стенок, процесс начинает развиваться по рассматриваемому третьему сценарию.

Физическая картина развития ледяного нагромождения в рассматриваемом случае описана во многих публикациях, например, в [12, 14 и др.]. Она заключается в следующем. При взаимодействии наклонной фронтальной грани сооружения с неразрушенным ледяным покровом происходит его разрушение изгибом. Образовавшийся обломок льда поворачивается и начинает скользить по наклонной грани. Когда обломок полностью расположится на наклонной стенке, в контакт с гранью вступает неразрушенное поле льда, которое вновь разрушается изгибом, образуя следующий обломок. В результате описанного процесса на поверхности сооружения формируется цепочка из обломков льда, верхний край которой все выше поднимается по наклонной грани. В какой-то момент времени происходит потеря устойчивости движения цепочки, что приводит к обрушению некоторой ее части на горизонтально расположенный ледяной покров. Многократное повторение этого процесса приводит к образованию надводного нагромождения льда перед сооружением.

Применяемые при обустройстве морских месторождений на шельфе замерзающих морей инженерные сооружения обычно имеют ломанную фронтальную грань, состоящую из наклонной поверхности, вертикальной стенки и поверхности с обратным углом наклона (дефлектор) [15,16]. На ломанной фронтальной грани обрушение движущегося по ней льда происходит либо на вертикальной стенке, либо на дефлекторе.

Еще одним параметром, оказывающим влияние на все характеристики процесса образования нагромождения, является величина силы трения. В задачах, связанных с ледяными нагромождениями, традиционно используется закон трения Кулона-Мора, характеризуемых коэффициентом динамического трения. Особенность рассматриваемых задач заключается в том, что рассматривается два коэффициента трения: коэффициент трения льда о поверхность наклонного препятствия и коэффициент трения льда по льду (внутреннее трение). Эта особенность связана с тем, что для описания ледяных нагромождений часто используется модель сыпучей или гранулированной среды [12, 15, 17, 18, 19 и др.].

К важным параметрам, влияющим на развитие нагромождения, относится глубина акватории, на которой установлено инженерное сооружение; физико-механические и геометрические свойства дрейфующего льда; скорость его дрейфа и др.

Завершая рассмотрение вопроса о сценариях развития ледяных нагромождений перед препятствиями, можно заключить, что основным параметром, определяющим эти процессы, является наклон фронтальной стенки препятствия. Вторым основным параметром является величина коэффициента трения между поверхностью препятствия и льдом. От этой величины во многом зависят значения критических углов наклона фронтальной стенки и другие параметры процесса.

Можно указать несколько основных факторов, которые лимитируют развитие ледяного образования перед препятствием, по крайней мере, по его высоте. К ним относятся:

- глобальный пролом ледяного поля под действием веса надводного нагромождения;
- сдвиг надводного нагромождения, который может произойти по некоторой поверхности скольжения, в том числе и по поверхности сооружения;
- потеря устойчивости ледяным покровом или цепочкой льдин, питающих нагромождение. В этом случае рост нового нагромождения начинается в месте потери устойчивости;
- вынос части разрушенного льда за пределы сооружения. Этот сценарий актуален для относительно узких инженерных сооружений [19].

2. Оценка размеров нагромождения при глобальном проломе.

Глобальный пролом ледяного поля наступает, когда вес надводного нагромождения превысит несущую способность льда. В зависимости от поперечных размеров препятствия, следуя за И.С. Песчанским [20], можно приблизительно рассматривать пролом происходящим, либо по механизму центрального изгиба, либо цилиндрического. На рис.3 приведена фотография пролома, происходящего по механизму центрального изгиба, во время испытаний модели сооружения в ледовом бассейне.

В настоящее время имеется возможность выполнить лишь оценочные расчеты ледяного нагромождения, размеры которого лимитирует глобальный пролом льда. В работе [20] приведены расчетные формулы для определения величины разрушающего усилия, полученные для нагружения

бесконечного ледяного поля. В первом приближении для случая относительно неширокого сооружения (рис.3) можно применить формулы для центрального изгиба. Для широкого сооружения модель бесконечного поля не подходит. В этом случае можно воспользоваться решением Д.Е. Хейсина [21].



Рис. 3 Разрушение ледяного поля под весом надводного нагромождения льда

Для определения усилий, вызывающих глобальный пролом ледяного покрова перед препятствием, упомянутое решение Д.Е. Хейсина должно быть дополнено. Необходимо приближенно решить задачу об изгибе полубесконечной ледяной пластине, нагружение которой осуществляется двумя силами (рис.4). Первая сила V возникает при контакте ледяного поля с препятствием. Ее величину можно определить по формулам Д.Е.Хейсина, либо по формуле, предложенной Р. Фредеркинггом и Г.Тимко [22]. В данной работе была использована именно эта формула

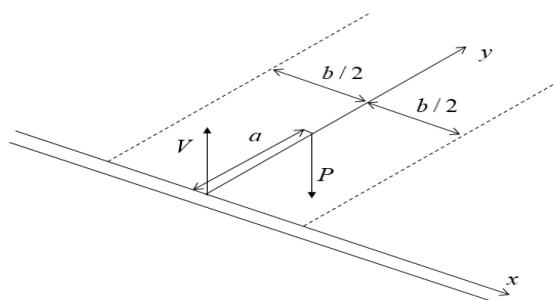


Рис. 4 К постановке задачи о глобальном проломе

$$V = \frac{\sigma_{\max} h^2}{2 - 3.5 \log \frac{2b}{l}}, \quad l = \left(\frac{Eh^3}{12k(1-\nu^2)} \right)^{1/4} \quad (1)$$

где σ_{\max} - прочность льда на изгиб; h – толщина льда; b – ширина препятствия; l - характерный радиус изгиба; E – модуль Юнга льда; V - коэффициент Пуассона льда; $k = \rho_w g$ - жесткость упругого основания; ρ_w - плотность воды.

Вторая действующая на ледяной покров сила P является силой веса ледяного надводного нагромождения. Она определяется следующим выражением:

$$P = \chi \rho g b H^2 (\operatorname{ctg} \theta - \operatorname{ctg} \varphi) \quad (2)$$

где H – высота нагромождения; ρ – плотность льда; $\chi \approx 0.75$ – коэффициент заполнения льдом объема надводного нагромождения; θ – угол естественного откоса нагромождения; φ – угол наклона фронтальной грани препятствия.

Ордината расположения центра тяжести нагромождения определяется по формуле:

$$a = \frac{H}{6} (\operatorname{ctg} \theta - 2 \operatorname{ctg} \varphi) \quad (3)$$

$$H = \sqrt{\frac{\frac{\sigma_{\max} h^2}{12D(1-\nu^2)} e^{-\alpha y^*} - A_2 (\alpha^2 \nu \cos \alpha y^* - \alpha^2 \sin \alpha y^*)}{A_3 (\alpha_1^2 \nu \cos \alpha (y^* - a) - \alpha^2 \sin \alpha (y^* - a)) \rho g b (\operatorname{ctg} \varphi - \operatorname{ctg} \theta)}} \quad (4)$$

где $\alpha_1 = \alpha \left(\frac{4}{2 + \operatorname{Cos}(2\alpha a) + \operatorname{Sin}(2\alpha a)} \right)^{1/4}$,

$$C_1 = \left(\frac{4}{2 + \operatorname{Cos}(2\alpha a) + \operatorname{Sin}(2\alpha a)} \right)^{1/4}, \alpha_2 = \alpha \sqrt[4]{\frac{4}{3}}, C_2 = \sqrt[4]{\frac{4}{3}},$$

$$A_1 = \frac{P}{\sqrt{2kD} (\cos \alpha a + \sin \alpha a) \sqrt[4]{2 + \cos(2\alpha a) + \sin(2\alpha a)}},$$

$$A_2 = \frac{V}{2\sqrt{kD}},$$

$$y^* = \frac{1}{\alpha} \arctan \left(\frac{\frac{(1 + \nu C_2^2)}{(1 + \nu C_1^2)} - \frac{A_1}{A_2} \cos \alpha a - \frac{A_1}{A_2} \frac{1 - \nu C_1^2}{1 + \nu C_1^2} \sin \alpha a}{\frac{A_1}{A_2} \sin \alpha a - \frac{1 - \nu C_2^2}{1 + \nu C_1^2} - \frac{A_1}{A_2} \frac{1 - \nu C_1^2}{1 + \nu C_1^2} \cos \alpha a} \right)$$

где y^* – ордината точки с максимальными изгибающими моментами.

Формула (4) представляет собой нелинейное уравнение, т.к. в подкоренные выражения входят величины, зависящие от H . Его решение можно найти численно. На рис.5 приведены некоторые результаты расчетов.

Анализ этих результатов позволяет сделать некоторые выводы о влиянии основных параметров ледяного покрова (толщина, прочность на изгиб, модуль Юнга) на величину ледяных нагромождений. На графике наблюдается линейная зависимость между толщиной льда и максимальной высотой нагромождения. При увеличении прочности и модуля Юнга льда происходит изменение высоты максимального нагромождения.

Глобальный пролом может лимитировать размеры нагромождения только в одном случае, когда глубина акватории, на которой находится препятствие, достаточно мала для того, чтобы надводное нагромождение основательно село на дно. В такой ситуации процесс формирования нового нагромождения будет происходить на краю севшего на дно массива льда. Этот процесс будет развиваться аналогично предыдущему. Перед препятствием будет расти барьер из севших на дно

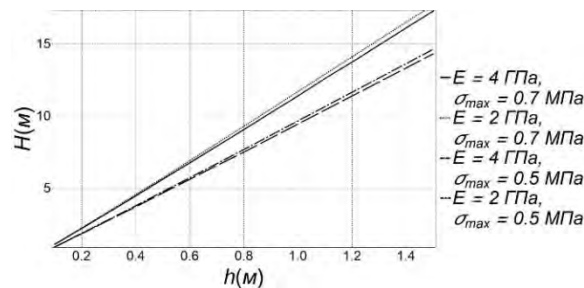


Рис.5 Результаты расчетов по формуле (4).

обломков льда. Эксперименты показывают, что продольных краев этого барьера будет происходить вынос части разрушенного льда, из-за чего ширина фронтальной поверхности будет уменьшаться. В итоге барьер примет форму криволинейного треугольника в плане, который дрейфующий ледяной покров будет «обтекать», не увеличивая его размеры.

3. Оценка размеров нагромождения при сдвиге.

Для описания процессов сдвига ледяного нагромождения традиционно используется модель сыпучей или гранулированной среды. При заданной нагрузке и конфигурации ограничивающих поверхностей положение плоскости скольжения определяется с помощью методов механики сплошных сред [23], либо с использованием приближенных инженерных подходов [24,25]. Сдвиговые процессы постоянно происходят при формировании ледяного нагромождения. Принято считать, что ледяное нагромождение представляет собой естественный откос в соответствующим характерным углом. На таком откосе весь лишний материал скатывается с него, образуя новое нагромождение у его основания. Существует два возможных сценария дальнейшего развития событий. По первому сценарию из обломков при основании откоса сформируется новый откос подобный уже существовавшему. В этом случае произойдет увеличение в размерах первоначального ледяного образования. Во втором случае, обломки у основания инициируют рост нового ледяного нагромождения и первоначальное нагромождение расти не будет. Условия реализации того или иного сценария в настоящее время не достаточно хорошо известны и требуют дальнейшего изучения указанных процессов.

Интересная модель развития навала льда на препятствие предложена в работе [19]. Она основывается на механике процессов переработки сыпучих сред в машинах барабанного типа [26]. В работе [19] выявлена аналогия между процессами движения сыпучего материала с процессами образования ледяных нагромождений, которая позволила получить некоторые оценки размеров нагромождения. Представляется, что выявленная аналогия является достаточно интересной и перспективной, однако она нуждается в доработке.

4. Потеря устойчивости ледяным покровом или цепочкой льдин

Этот фактор является основным механизмом ограничения вертикальных размеров нагромождения. Рассмотренные выше физические механизмы, способствующие ограничению размеров нагромождения, только при выполнении некоторых дополнительных условий могут сформировать предельные размеры нагромождения. В большинстве процессов формирования ледяного нагромождения глобальный пролом льда и сдвиг нагромождения являются лишь промежуточным этапом. Окончательно формирование нагромождения, по крайней мере в высоту, заканчивается только тогда, когда рядом с ним начинает формироваться другое нагромождение. Новое же нагромождение начинает образовываться только после потери устойчивости питающего нагромождение слоя льда.

Определение условий потери устойчивости ледяного покрова, надвигающегося на сооружение, можно использовать два подхода: теорию устойчивости деформируемых систем [27] или анализ уравнений равновесия.

В первом случае для цепочки весомых упругих блоков для критического сжимающего погонного усилия T_{cr} может быть получено следующее выражение [19]:

$$T_{cr} = h \sqrt{\frac{l \rho g E}{2}}, \quad (5)$$

где l, h, ρ, E - длина блока, толщина, плотность и модуль упругости льда соответственно.

Во втором случае выражение для критической силы будет следующее [3]:

$$T_{cr} = \frac{l \rho g h}{2 \sin \varphi}, \quad (6)$$

где φ - угол поворота рассматриваемого блока льда относительно предыдущего блока в цепочке.

Расчеты по этим формулам дают близкие значения, сопоставимые по величине с пределом прочности льда на смятие. Очевидно, что, если по каким-либо причинам превысят прочность льда на смятие, то классическая потеря устойчивости не произойдет. По стыкам блоков начнется разрушение, что спровоцирует рост нового нагромождения. Величина критического усилия связана с размерами

нагромождения, которое определяется геометрическими параметрами препятствия. Эта связь позволяет оценить размеры нагромождения.

5. Вынос части разрушенного льда за пределы сооружения.

Для узких препятствий важнейшим лимитирующим размеры нагромождения становятся процессы выноса части разрушенного льда за их пределы. Наиболее просто оценку высоты нагромождения H можно получить для преграды в виде вертикальной стенки [19]. В этом случае нагромождение представляет собой половину конуса, высота которого H связана с шириной преграды w соотношением:

$$H \approx \frac{w}{2} \operatorname{tg} \theta, \quad (7)$$

где θ - угол естественного откоса нагромождения.

При взаимодействии широкого препятствия со льдом процессы выноса части разрушенного льда локализируются у его краев, практически не оказывая существенного влияния на формирование основного массива нагромождения.

Заключение

В работе рассмотрены основные факторы, влияющие на формирование ледяных нагромождений перед препятствиями. Установлено, что основным фактором, определяющим механизм формирования ледяного нагромождения, является величина наклона фронтальной грани препятствия. Вторым важнейшим фактором является коэффициент трения между обломками ледяного покрова и поверхностью препятствия.

Подробно рассмотрены основные процессы, протекание которых может оказать лимитирующее действие на размеры ледяных образований. Среди таких процессов рассмотрены глобальный пролом льда под весом ледяного нагромождения; сдвиг ледяного нагромождения по некоторой поверхности, включая поверхность сооружения; потеря устойчивости элементами ледяного покрова и процессы выноса части разрушенного льда за пределы препятствия. Показано, что одним из основных механизмов является потеря устойчивости. Тем не менее, при определенных условиях каждый из рассмотренных механизмов может быть основным лимитирующим фактором.

Благодарности

Работа выполнена как часть проекта 0784—2020—0021 при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации

Литература

1. Доронин Ю.П., Хейсин Д.Е. Морской лед. Л.: Гидрометеиздат, 1975, 320 с.
2. Марченко А.В. Модель формирования торосов в дрейфующем ледяном покрове. УФН. 2001. Т. 171. №3. С. 333–339.
3. Сазонов К.Е. Об условиях формирования торосистых гряд и полей равномерно встрошенного льда. /Труды ЦНИИ им.акад. А.Н.Крылова, 2005, вып. 24(308), с. 19-26.
4. Астафьев В.Н., Сурков Г.А., Трусков П.А. Торосы и стамухи Охотского моря. СПб.: Прогресс-Погода, 1997. 184 с.
5. Карулин Е.Б., Проняшкин А.А., Ямщиков Д.В. Исследование процесса формирования ледяных нагромождений перед платформой «Приразломная». /Труды Крыловского государственного научного центра, 2016, вып.91(375), с.25-40.

6. Сазонов К.Е. Спасательные средства для ледовых условий: состояние вопроса и возможные пути решения. // Арктика: экология и экономика, 2013, № 4(12), с. 32-39.
7. Evers K-U., Spring W., Foulkes J., Kuehnlein W. and Jochmann P. Ice Model Testing of an Exploration Platform for shallow Waters in the North Caspian Sea. Proc. 16th Int. Conf. on Port and Ocean Eng., POAC'01, Ottawa, Ontario, Canada, 2001, Vol. 1, pp. 255-264.
8. Marshall A.R., Jordaan I.J. and McKenna R.F. A Two Dimensional Model of Grounded Ice Rubble. Proc. 11th Int. Conf. on Port and Ocean Eng., POAC'91, St. John's, Canada, 1991, Vol. 1, pp. 428-444.
9. Kovacs A., Sodhi D.S. Ice pile-up and ride-up on Arctic and subarctic beaches // Proc. of Int. Conf. POAC-79. P. 127-146.
10. Клячкин С.В., Гудкович З.М., Драбкин В.В., Воеводин В.А. Нагромождения и надвиги льда на побережьях замерзающих морей и моделирование этих явлений. В кн. «Ледяные образования морей Западной Арктики», под. ред. Г.К. Зубакина, СПб., ААНИИ, 2006, с.248-264.
11. Сазонов К.Е., Симакина А.А., Тимофеев О.Я. Изгиб ледяного поля под действием момента. // Проблемы Арктики и Антарктики, 2020, т.66, №4, с.
12. Лосет С., Шхинек К.Н., Гудместад О., Хойланд.К. Воздействие льда на морские и береговые сооружения. СПб.: «Лань», 2010, 272 с.
13. Денисов В.И., Сазонов К.Е., Тимофеев О.Я. Новые экспериментальные возможности Крыловского государственного научного центра по изучению ледовых воздействий на объекты морской техники. / Арктика: экология и экономика, 2015, № 3(19), с.76-81.
14. Palmer A., Croasdale K. Arctic Offshore Engineering. World Scientific Publ., 2013, 357 p.
15. Симаков Г.В., Шхинек К.Н., Смелов В.А. и др. Морские гидротехнические сооружения на континентальном шельфе. Учебник. Л.: Судостроение, 1989, 328 с.
16. Сазонов К.Е. Морская ледотехника. Учебн. пособие. СПб, СПбГМТУ, 2019, 311 с.
17. Алексеев Ю.Н., Афанасьев В.П., Литонов О.Е., Мансуров М.Н., Трусков П.А. Ледотехнические аспекты освоения морских месторождений нефти и газа. СПб.: Гидрометеиздат, 2001, 360 с.
18. Вершинин С.А., Трусков П.А., Кузмичев К.В. Воздействие льда на сооружения Сахалинского шельфа. М.: "Институт Гипростроймост", 2005, 208 с.
19. Осипенко Н.М. О модели развития навала льда у преграды. / Научно-технический сборник Вести газовой науки, 2018, № 4(36), с.131-138.
20. Песчанский И.С. Ледоведение и ледотехника. Л.: Морской транспорт, 1963, 345 с.
21. Хейсин Д.Е. Прочность ледяного покрова под действием нагрузки, приложенной к его кромке. // Труды ААНИИ, 1960, т.237, с. 133-152.
22. Frederking R., Timco G.W. Quantitative Analysis of Ice Sheet Failure Against an Inclined Plane // Journal of Energy Resources Technology. 1985. Vol. 107. pp. 381-387.
23. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. М.: Изд. физ.-мат. литературы, 1960, 243 с.
24. Цытович Н.А. Механика грунтов. М.: Высшая школа, 1973, 280 с.
25. Емельянов Л.М. Расчет подпорных сооружений. М.: Стройиздат, 1987, 288 с.
26. Першин В.Ф., Однолько В.Г., Першина С.В. Переработка сыпучих материалов в машинах барабанного типа. М.: Машиностроение, 2009, 220 с.
27. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967, 984 с.

References

1. Doronin U.P., Heisin D.E. Morskoi led. L.:Gidrometeoizdat, 1975, 320 p.
2. Marachenko A.V. Model formirovaniya torosov v dreifuushem ledianom pokrove. UFN. 2001. Vol 171. № 3, pp. 333-339
3. Sazonov K.E. Ob usloviyah formirovaniya torosistykh grjad i polej ravnomerno vstroshennogo l'da. /Trudy CNII im.akad. A.N.Krylova, 2005, Vol. 24(308), pp. 19-26.
4. Astafev V.N., Curkov G.A., Truskov P.A. Torosy i stamuhi Ohotskogo morja. SPb.: Progress-Pogoda, 1997. 184 p.
5. Karulin E.B., Pronjashkin A.A., Jamshhikov D.V. Issledovanie processa formirovaniya ledjanykh nagromozhdenij pered platformoj «Prirazlomnaja». /Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra, 2016, Vol .91(375), pp. 25-40.
6. Sazonov K.E. Spasatel'nye sredstva dlja ledovykh uslovij: sostojanie voprosa i vozmozhnye puti reshenija.//Arktika: jekologija i jekonomija, 2013, № 4(12), pp. 32-39
7. Evers K-U., Spring W., Foulkes J., Kuehnlein W. and Jochmann P. Ice Model Testing of an Exploration Platform for shallow Waters in the North Caspian Sea. Proc. 16th Int. Conf. on Port and Ocean Eng., POAC'01, Ottawa, Ontario, Canada, 2001, Vol. 1, pp. 255-264.
8. Marshall A.R., Jordaan I.J. and McKenna R.F. A Two Dimensional Model of Grounded Ice Rubble. Proc. 11th Int. Conf. on Port and Ocean Eng., POAC'91, St. John's, Canada, 1991, Vol. 1, pp. 428-444.
9. Kovacs A., Sodhi D.S. Ice pile-up and ride-up on Arctic and subarctic beaches // Proc. of Int. Conf. POAC-79. P. 127-146.
10. Kljachkin S.V., Gudkovich Z.M., Drabkin V.V., Voevodin V.A. Nagromozhdenija i nadvigi l'da na poberezh'jah zamerzajushhix morej i modelirovanie jetih javlenij. V kn. «Ledjanye obrazovanija morej Zapadnoj Arktiki», pod. red. G.K. Zubakina, SPb., ААНИИ, 2006, pp.248-264.
11. Sazonov K.E., Simakina A.A., Timofeev O.Ja. Izgib ledjanogo polja pod dejstviem momenta. /Problemy Arktiki i Antarktiki, 2020, v.66, #4, pp.
12. Loset S., Shhinek K.N., Gudmestad O., Hojland.K. Vozdejstvie l'da na morskije i beregovye sooruzhenija. SPb.: «Lan'», 2010, 272 P.

13. Denisov V.I., Sazonov K.E., Timofeev O.Ja. Novye jeksperimental'nye vozmozhnosti Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra po izucheniju ledovyh vozdeystvij na ob#ekty morskoy tehniky. /Arktika: jekologija i jekonomika, 2015, № 3(19), pp.76-81.
14. Palmer A., Croasdale K. Arctic Offshore Engineering. World Scientific Publ., 2013, 357 p.
15. Simakov G.V., Shhinek K.N., Smelov V.A. i dr. Morskie gidrotehnicheskie sooruzhenija na kontinental'nom shel'fe. Uchebnik. L.: Sudostroenie, 1989, 328 P.
16. Sazonov K.E. Morskaja ledotehnika. Uchebn. posobie. SPB, SPbGMTU, 2019, 311 P.
17. Alekseev Ju.N., Afanas'ev V.P., Litonov O.E., Mansurov M.N., Truskov P.A. Ledotehnicheskie aspekty osvoenija morskikh mestorozhdenij nefi i gaza. SPb.: Gidrometeoizdat, 2001, 360 P.
18. Vershinin S.A., Truskov P.A., Kuzmichev K.V. Vozdeystvie l'da na sooruzhenija Sahalinskogo shel'fa. M.: "Intstitut Giprostrojmost", 2005, 208 P.
19. Osipenko N.M. O modeli razvitiya navala l'da u pregrady. /Nauchno-tehnicheskij sbornik Vesti gazovoj nauki, 2018, № 4(36), pp.131-138.
20. Peschanskij I.S. Ledovedenie i ledotehnika. L.: Morskoy transport, 1963, 345 P.
21. Heisin D.E. Prochnost ledyanovo pokrova pod deystviem nagruzki, prilozhennoj k ego kromki. Trudi ANII. Proceeding of the ASRI. 1960. 237:133-152. [In Russian].
22. Frederking R., Timco G.W. Quantitative Analysis of Ice Sheet Failure Against an Inclined Plane // Journal of Energy Resources Technology. 1985. Vol. 107. pp. 381-387.
23. Sokolovskij V.V. Statika sypuchej sredy. M.: Izd. fiz.-mat. literatury, 1960, 243 P.
24. Cytovich N.A. Mehanika gruntov. M.: Vysshaja shkola, 1973, 280 P.
25. Emel'janov L.M. Raschet podpornyh sooruzhenij. M.: Strojizdat, 1987, 288 P.
26. Pershin V.F., Odnol'ko V.G., Pershina S.V. Pererabotka sypuchih materialov v mashinah barabannogo tipa. M.: Mashinostroenie, 2009, 220 P.
27. Vol'mir A.S. Ustojchivost' deformiruemyh sistem. M.: Nauka, 1967, 984 P.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Кирилл Евгеньевич Сазонов, д.т.н., начальник лаборатории морской ледотехники Крыловский государственный научный центр, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44, профессор кафедры «Океанотехники и морских технологий», Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3, Ведущий научный сотрудник Лаборатории фундаментальных основ ледотехнических исследований Санкт-Петербургского Политехнического университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail, kirsaz@rambler.ru

Александра Андреевна Симакина, аспирант, инженер Лаборатории фундаментальных основ ледотехнических исследований Санкт-Петербургского Политехнического университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail, Aleksandra.simakina@gmail.com

Kirill E. Sazonov, Dr. Sci, Head of the Laboratory of Marine Ice Engineering, Krylov State Scientific Center, 196158, St.Petersburg, Moskovskoe highway, 44, Professor of department «Ocean Engineering and Marine Technology», St. Petersburg State Marine Technical University, 190008, St.Petersburg, Lotsmanskaya st., 3, Principal Scientist of the Laboratory of ice engineering research fundamentals, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 195251, St.Petersburg, Polytechnicheskaya st., 29, e-mail kirsaz@rambler.ru

Aleksandra A. Simakina, Ph. D. student, engineer of the Laboratory of ice engineering research fundamentals, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 195251, St.Petersburg, Polytechnicheskaya st., 29, e-mail, Aleksandra.simakina@gmail.com

УДК 004.04, 531.7

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.044

Применение методов анализа данных к результатам работы системы мониторинга состояния морского инженерного сооружения

В.А. Коршунов¹, О.Н. Петров¹, Д.А. Пономарев¹, А.А. Родионов¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе представлены результаты, анализа и обработки больших массивов данных, получаемых с системы мониторинга состояния МЛСП. Проанализированы зафиксированные внешние воздействия и отклики конструкции с привязкой к временной шкале. Получены коэффициенты корреляции между внешними воздействиями. Построены фазовые портреты внешних воздействий с выраженными аттракторами. Получены коэффициенты корреляции между откликами конструкции. Построены фазовые портреты откликов. Установлены корреляционные зависимости между зафиксированными внешними воздействиями и зарегистрированными откликами конструкции. Проведен кластерный анализ. Установлены связи между кластерами, позволяющие сформулировать гипотезы о более ожидаемых и менее ожидаемых переходах. Определены основные положения для повышения прогнозных характеристик системы мониторинга.

Ключевые слова: система мониторинга, анализ данных, корреляционный коэффициент, кластер, деформация, температура, течение, фазовый портрет.

Application of data analysis methods to the results of operation of the marine structure health monitoring system

Vladimir A. Korshunov¹, Oleg N. Petrov¹, Dmitry A. Ponomarev¹, Alexander A. Rodionov¹¹St.Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. In the paper the results of analysis and processing of large data sets obtained from structures of offshore ice-resistant fixed platform health monitoring system are presented. The fixed external influences and responses of the structure are analyzed with reference to the timeline. Coefficients of correlation between external influences are obtained. Phase portraits of external influences with pronounced attractors are constructed. The coefficients of correlation between the responses of the structure are obtained. Phase portraits of responses were constructed. Correlations between the recorded external influences and the registered responses of the structure have been established. Cluster analysis was carried out. The connections between the clusters have been established, which make it possible to formulate hypotheses about more expected and less expected transitions. The main provisions for improving the predictive characteristics of the monitoring system are determined.

Keywords: structure health monitoring, data analysis, correlation coefficient, cluster, deformation, temperature, flow, phase portrait.

Введение

Системы мониторинга состояния морских инженерных сооружений, призванные заблаговременно обнаруживать наступление опасных режимов работы, уже функционируют на многих объектах и собирают и накапливают большой объем данных о статических и динамических параметрах напряженно-деформированного состояния конструкций, погодных условиях и т.д. при штатных условиях работы. Эти данные можно и даже необходимо использовать чтобы совершенствовать методы проектирования и эксплуатации инженерных сооружений.

Собираемая информация относится к категории «Больших данных» (англ. big data).

В качестве определяющих характеристик для больших данных традиционно выделяют «три V»: объем (*volume* - величина физического объема), скорость (*velocity* - скорость прироста, и необходимость высокоскоростной обработки и получения результатов), многообразие (*variety* - возможность одновременной обработки различных типов структурированных и полуструктурированных данных).

Использование больших данных в системе мониторинга позволит строить прогнозы состояния инженерных сооружений для предупреждения опасных состояний и предотвращения техногенных катастроф. Анализ больших данных дает

возможность получить новую ранее неизвестную информацию.

Изучением проблемы анализа, обработки и представления больших массивов данных в цифровой форме занимается «Наука о данных» (англ. *Data Science*). Применение принципов *Data Science* к данным, собранным системой мониторинга, позволяет находить и строить зависимости, в том числе основанные на нечеткой логике - нейронных сетях, между большим числом параметров, которые затруднительно получить другими способами.

Целью работы является разработка алгоритмов анализа состояния и поведения корпусных конструкций морской ледостойкой стационарной платформы (МЛСП) при изменении характеристик напряженно-деформированного состояния, параметров ледовых нагрузок, вибрационных параметров и пространственного положения конструкции корпуса.

1. Обзор используемых технологий

1.1 Интеллектуальный анализ данных

Интеллектуальный анализ данных – исследование данных, использующее методы искусственного интеллекта и ориентированное на придание системе свойств искусственного интеллекта. Машинная форма хранения данных содержит полезную информацию в скрытом виде, для ее извлечения и представления в удобном виде приходится использовать специальные методы.

Технология «раскопки данных» (англ. Data Mining) [1] изучает именно процессы нахождения новых знаний в базах данных. В ее основе лежат:

- Системы баз данных;
- Прикладная статистика;
- Теория искусственного интеллекта.

Выделяют пять стандартных типов закономерностей, которые позволяют выявлять методы Data Mining: ассоциация, последовательность, классификация, кластеризация и прогнозирование.

Ассоциация – это выделение различных типов связей между событиями: корреляционные связи, if-then правила и т. п.

Последовательность – это ассоциация между событиями, сдвинутыми во времени.

С помощью классификации выявляются признаки, характеризующие группу, к которой принадлежит тот или иной объект. Это делается посредством анализа уже классифицированных объектов и формулирования некоторого набора правил.

Кластеризация отличается от классификации тем, что сами группы заранее не заданы. С помощью кластеризации средства Data Mining самостоятельно выделяют различные однородные группы данных.

Основой для всевозможных систем прогнозирования служит историческая информация, хранящаяся в БД в виде временных рядов. Если удастся построить или найти шаблоны, адекватно отражающие динамику поведения целевых показателей, есть вероятность, что с их помощью можно предсказать и поведение системы в будущем.

1.2 Предварительный анализ временных данных

Если в двумерных данных (y, x) один признак, например x , является временем, то мы имеем временные данные (y_t, x_t) , где y_t – значение контролируемого признака, а x_t – функция времени. Временным рядом (рядом динамики) [2] называют последовательность значений y_t , упорядоченную в порядке возрастания временного признака x_t . Отдельные наблюдения временного ряда называются уровнями этого ряда.

Анализ временных данных сложнее, чем пространственных, так как необходимо учитывать как значение y_t , так и порядок наблюдений t .

Каждый элемент ряда динамики характеризуется двумя признаками: значением или функцией времени и соответствующим значением уровня ряда. Уровни рядов динамики могут отображать абсолютные, относительные и средние величины, которые представляют собой непосредственно не наблюдаемые значения, а производные величины (средние или относительные), получаемые с помощью некоторых вычислений на основе абсолютных показателей.

В качестве показателя времени в рядах динамики могут указываться либо определенные моменты времени, либо отдельные периоды. В зависимости от характера временного признака ряды делятся на моментные и интервальные.

В моментных рядах динамики уровни характеризуют значения показателя по состоянию на определенные моменты времени. Значения, полученные с датчиков деформаций, температур,

углов качки, составляют моментные временные ряды.

В интервальных рядах динамики уровни характеризуют значение показателя за определенные интервалы (периоды) времени. Важной особенностью интервальных рядов динамики абсолютных величин является возможность суммирования их уровней. В результате этой процедуры получаются накопленные итоги, имеющие осмысленное содержание благодаря отсутствию повторного счета.

Суммирование же уровней моментного ряда динамики не практикуется, т.к. полученные накопленные итоги лишены всякого смысла. Таким образом, моментные ряды динамики в отличие от интервальных не обладают свойством аддитивности. При исследовании моментного ряда динамики определенный смысл имеет расчет разностей уровней, характеризующих изменение показателя за некоторый отрезок времени.

Для анализа динамики временных рядов применяются показатели, во основе расчета которых лежит сравнение значений признака с учетом порядка наблюдений (y_{t-1}, y_t) . К таким показателям относятся абсолютные приросты, темп роста и темп прироста. Абсолютный прирост равен разности двух сравниваемых наблюдений. Темп роста равен отношению двух сравниваемых наблюдений и часто измеряется в процентах, а темп прироста равен уменьшенному на единицу темпу роста. Таким образом, темп прироста характеризует абсолютный прирост относительных величин.

1.3 Корреляционный анализ

Корреляционный анализ [2] применяется тогда, когда данные наблюдений можно считать случайными и выбранными из генеральной совокупности, распределенной по нормальному (многомерному) закону.

Функциональной зависимостью переменной Y от переменной X называют зависимость вида $Y=f(X)$, где каждому допустимому значению X ставится в соответствие по определенному правилу единственно возможное значение переменной Y . Если каждому значению переменной X соответствует не одно, а несколько значений переменной Y , то такая зависимость называется статистической. Если изменение одной из случайных величин приводит к изменению среднего значения другой случайной величины, то такую зависимость называют корреляционной. Корреляционная связь – это частный случай статистической связи. Ее можно выявить только при массовом изучении факторов в виде общей тенденции. При этом каждому фиксированному значению аргумента соответствует определенный закон распределения значений функции, и наоборот, заданному значению зависимой переменной соответствует закон распределения объясняющей переменной. Коэффициент корреляции двух наборов данных X и Y вычисляется по следующей зависимости:

$$K(X, Y) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}$$

где \bar{x} – среднее значение набора данных X , \bar{y} – среднее значение набора данных Y , n – количество данных в X и в Y .

В зависимости от направления функциональные и стохастические связи могут быть прямыми и обратными. При прямой связи направление изменения одного признака совпадает с направлением изменения другого признака. В противном случае между рассматриваемыми признаками существует обратная связь.

По форме (аналитическому выражению) связи могут быть линейными и нелинейными (криволинейными).

По количеству факторов, действующих на переменную, связи классифицируются на простые (однофакторные) и многофакторные, когда на переменную оказывают воздействие два признака или более. Однофакторные, или простые, связи обычно называют парными. В случае многофакторной связи предполагается, что на переменную оказывает влияние множество факторов.

Теснота корреляционной взаимосвязи между переменными может быть качественно охарактеризована как «сильная взаимосвязь, близкая к функциональной», «взаимосвязь средней силы», «умеренная взаимосвязь», «слабая взаимосвязь» и «очень слабая взаимосвязь» в зависимости от значения коэффициента корреляции.

1.4 Кластерный анализ

Основная цель кластерного анализа [2] – разбиение множества исследуемых объектов или признаков на однородные в определенном смысле группы или кластеры. Достоинством кластерного анализа является то, что он позволяет производить разбиение объектов не по одному параметру, а по целому набору признаков. Кроме того, кластерный анализ, в отличие от большинства математико-статистических методов, не накладывает жестких ограничений на вид рассматриваемых объектов.

Кластерами называют группы объектов, полученные в результате разбиения, а кластерным анализом – методы их нахождения. Кластеры представляют собой скопления точек (объектов) различной формы. Решение задачи классификации заключается в определении естественного расслоения исходных наблюдений на четко выраженные кластеры, лежащие друг от друга на некотором расстоянии.

Проведение кластерного анализа включает следующие этапы:

- отбор выборки для классификации;
- определение множества характерных, определяющих переменных по которым будет проводиться классификация, что позволяет снизить размерность пространства, избавиться от «шумовых», «засоряющих» признаков, облегчить интерпретацию результатов;
- создание с помощью методов кластерного анализа групп сходных объектов;
- проверка достоверности результатов кластерного решения.

Геометрическая близость двух или нескольких точек в пространстве признаков того или иного объекта или процесса означает близость физических состояний. Таким образом, решение задачи классификации заключается в определении естественного расслоения исходных наблюдений на

четко выраженные кластеры, лежащие друг от друга на некотором расстоянии.

1.5 Искусственные нейронные сети

Под искусственными нейронными сетями [3] подразумеваются вычислительные структуры, которые моделируют простые биологические процессы, обычно ассоциируемые с процессами человеческого мозга. Элементарным преобразователем в данных сетях является искусственный (формальный) нейрон или просто нейрон, названный так по аналогии с биологическим прототипом.

Среди проблем, решаемых в контексте нейронных сетей, можно выделить следующие: классификация образов, кластеризация (категоризация), аппроксимация функций, прогнозирование, оптимизация, адресуемая по содержанию память и управление.

В состав нейрона входят умножители (синапсы), сумматор и нелинейный преобразователь. Синапсы осуществляют связь между нейронами и умножают входной сигнал на число, характеризующее силу связи, – вес нейрона. Сумматор выполняет сложение сигналов, поступающих по синаптическим связям от других нейронов, и внешних входных сигналов. Нелинейный преобразователь реализует нелинейную функцию одного аргумента – выхода сумматора. Эта функция называется функцией активации или передаточной функцией нейрона. Нейрон в целом реализует скалярную функцию векторного аргумента. Математическая модель нейрона описывается формулой

$$s = \sum_{i=1}^n w_i x_i + b, y \Rightarrow f(s)$$

где w_i – вес синапса; b – значение смещения; s – результат суммирования; x_i – компонента входного вектора (входной сигнал), y – выходной сигнал нейрона; n – число входов нейрона; f – нелинейное преобразование.

1.6 Кластеризация с использованием сети Кохонена

Для осуществления кластеризации в режиме реального времени по накапливаемым данным представляется целесообразным автоматизировать процесс выделения кластеров в данных с помощью нейронной сети Кохонена.

Сеть Кохонена [4] распознает кластеры в обучающих данных и относит все данные к тем или иным кластерам. Если после этого сеть встретится с набором данных, непохожим ни на один из известных образцов, то она не сможет классифицировать такой набор и тем самым выявит его новизну.

Сеть Кохонена имеет всего два слоя: входной и выходной, составленный из радиальных элементов (выходной слой называют также слоем топологической карты). Элементы топологической карты располагаются в некотором пространстве — как правило, двумерном.

Обучается сеть Кохонена методом последовательных приближений. Начиная со случайным образом выбранного исходного расположения центров, алгоритм постепенно улучшает его так, чтобы улавливать кластеризацию обучающих данных. Основной итерационный

алгоритм Кохонена последовательно проходит одну за другой ряд эпох, при этом на каждой эпохе он обрабатывает каждый из обучающих примеров и затем применяет следующий алгоритм:

- выбрать выигравший нейрон (т. е. тот, который расположен ближе всего к входному примеру);

- скорректировать выигравший нейрон так, чтобы он стал более похож на этот входной пример (взяв взвешенную сумму прежнего центра нейрона и обучающего примера):

$$w_{r+1} = w_r + \eta(x - w_r)$$

где w_{r+1} – новое значение вектора весов нейрона; w_r – старое значение вектора весов нейрона; x – входной вектор; η – константа, определяющая скорость обучения.

В алгоритме при вычислении взвешенной суммы используется постепенно убывающий коэффициент скорости обучения, с тем чтобы на каждой новой эпохе коррекция становилась все более тонкой. В результате положение центра установится в некоторой позиции, которая удовлетворительным образом представляет те наблюдения, для которых данный нейрон оказался выигравшим.

Свойство топологической упорядоченности достигается в алгоритме с помощью дополнительного использования понятия окрестности. Окрестность – это несколько нейронов, окружающих выигравший нейрон. Подобно скорости обучения, размер окрестности убывает со временем, так что вначале к ней принадлежит довольно большое число нейронов (возможно, почти вся топологическая карта); на самых последних этапах окрестность становится нулевой (т. е. состоящей только из самого выигравшего нейрона).

1.7 Программное обеспечение

В основе систем анализа данных лежит программное обеспечение. При проектировании систем анализа данных могут быть использованы следующие подходы:

- использование «коробочного» программного обеспечения общего назначения (например Microsoft Excel);

- использование программного обеспечения, ориентированного на математические задачи (например Matlab, Octave, R);

- разработка специализированного программного обеспечения с использованием готовых библиотек, включающих наборы специальных функций обработки данных.

При разработке специализированного ПО рекомендуется использовать готовые библиотеки функций обработки данных. Так, для нейросетевого анализа можно применить библиотеку FANN, имеющую версии для языков программирования C#, C++, Java, Python, R, Matlab [5], а для решения задач обработки изображений – библиотеку OpenCV, имеющую версии для языков Python, Java, Ruby, Matlab и др. [6].

2. Объект мониторинга

В качестве объекта мониторинга для получения данных с систем контроля выбрана морская ледостойкая стационарная платформа (МЛСП) со свайным креплением к грунту. Основными конструктивными элементами платформы являются:

ледостойкий опорный блок, верхнее строение и свайный фундамент. Назначением платформы является размещение куста нефтедобывающих и водонагнетательных скважин, технологического оборудования, вспомогательных систем, помещений временного пребывания обслуживающего персонала и автоматизированного комплекса для самостоятельной посадки вертолета. Общий вид платформы показан на рис. 1.

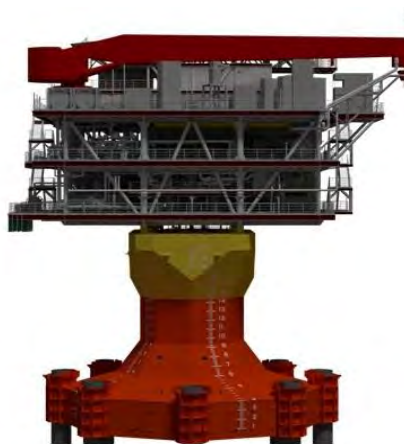


Рис. 1 Общий вид платформы

Опорная часть МЛСП состоит из ледостойкого опорного блока кессонного типа, закрепляемого на морском дне при помощи восьми свай. Опорный блок представляет собой стальную объемную конструкцию кессонного типа, состоящую из четырех частей: нижней призмы, переходной конической призмы, верхней призмы и опорного модуля верхнего строения. Призмы имеют восьмигранную форму, что способствует созданию благоприятных условий для разрушения надвигающихся ледовых образований при минимальном уровне вибраций.

Верхнее строение платформы представляет собой пространственную трехпалубную металлоконструкцию с посадочной площадкой, объединенную в один блок стойками и системой раскосов.

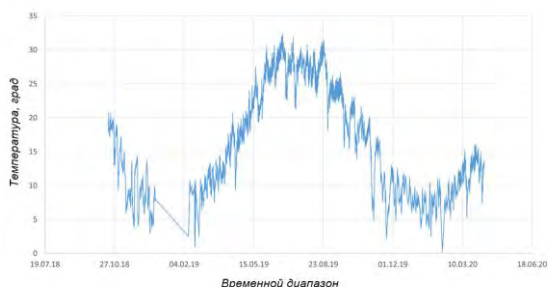
На платформе установлена система мониторинга напряженно-деформированного состояния, вибрационных параметров, ледовых нагрузок и пространственного положения. Помимо данных систем имеются вспомогательные датчики, контролирующие погодные условия, волнение, приливы и т.п.

3. Анализ зафиксированных внешних воздействий

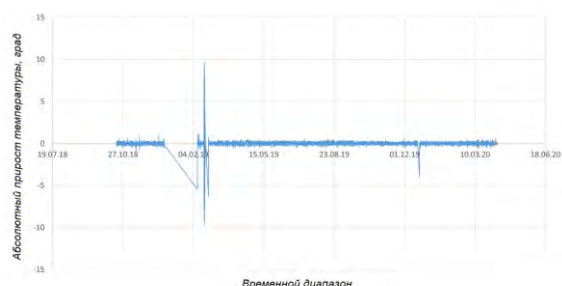
Внешние воздействия с привязкой к временной шкале в форме температур, волнения, течения и качки представлены временными рядами, являющимися моментными временными рядами. Внешние воздействия, вызванные льдом, не наблюдались.

Характерные временные ряды температуры и абсолютные приросты температуры представлены рис. 2. Коэффициент корреляции температур, полученных с различных датчиков, равен 0.99, что можно характеризовать как «сильная взаимосвязь, близкая к функциональной».

На основе температур и абсолютных приростов температур могут быть построены фазовые портреты изменения температур во времени, рис. 3.



а)



б)

Рис. 2 Временной ряд температуры (а) и абсолютные приросты температуры (б)

Из анализа данных, получаемых с датчиков температуры следует, что независимо от величины температуры наиболее часто встречающийся абсолютный прирост мал, однако для небольших (по абсолютной величине) значений температуры возможно значительное увеличение абсолютного прироста, при этом формируется аттрактор в диапазоне изменения температур от 0 до 11 град. Коэффициент корреляции температур и абсолютных приростов температур для всего набора данных равен 0,01.

Фазовый портрет изменения уровня прилива во времени показан на рис. 4. Коэффициент корреляции уровней прилива и абсолютных приростов уровней прилива равен 0.34.

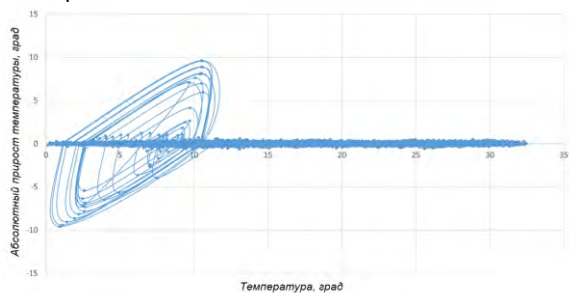


Рис. 3 Фазовый портрет температур

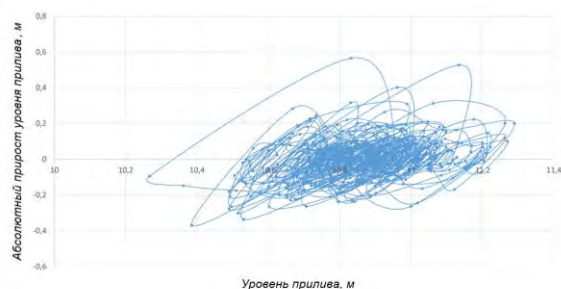
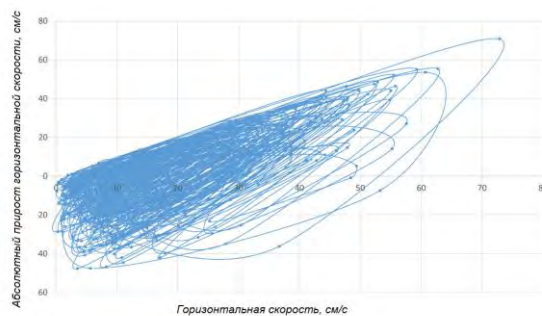


Рис. 4 Фазовый портрет уровней прилива

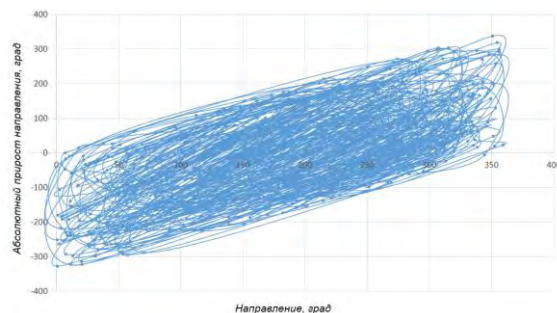
Временные ряды горизонтальной скорости течения, направления течения и вертикальной скорости течения фиксируются датчиками течений.

Коэффициент корреляции горизонтальной скорости и абсолютных приростов горизонтальной скорости равен 0.69. Коэффициент корреляции направления и абсолютных приростов направления равен 0.67. Коэффициент корреляции вертикальной скорости и абсолютных приростов вертикальной скорости равен 0.70. Эти три связи можно охарактеризовать как «связи средней силы». Коэффициент корреляции горизонтальной скорости и направления равен 0.01. Коэффициент корреляции горизонтальной скорости и вертикальной скорости равен 0.20. Коэффициент корреляции направления и вертикальной скорости равен 0.11. Эти три связи можно охарактеризовать как «очень слабую взаимосвязь».

На основе значений характеристик течения и абсолютных приростов характеристик течения построены фазовые портреты изменения характеристик течения во времени, рис. 5.



а)



б)

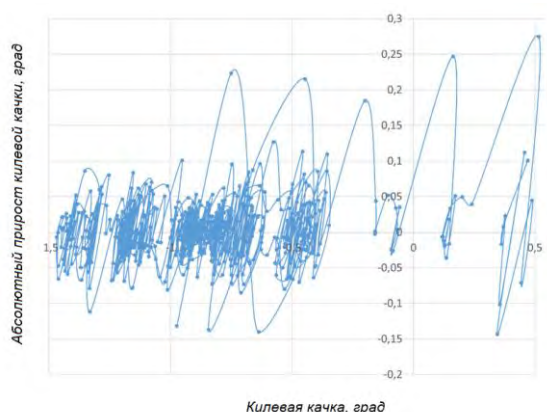
Рис. 5 Фазовый портрет характеристик течения: а) горизонтальная скорость; б) направление

Профилометр течений зафиксирован в якорной раме частично и может наклоняться во все стороны, восстанавливая вертикальное положение. Аналогично судну, для него измеряются показатели килевой и бортовой качки.

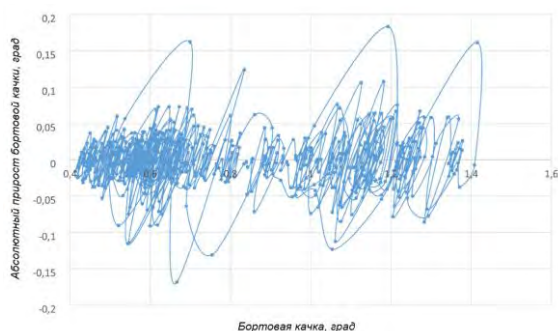
На основе значений качки и абсолютных приростов значений качки могут быть построены фазовые портреты изменения угла качки во времени. Фазовый портрет килевой и бортовой качки показан на рис.6.

Коэффициент корреляции килевой качки и абсолютных приростов килевой качки равен 0,14. Коэффициент корреляции бортовой качки и абсолютных приростов бортовой качки равен 0.05.

Коэффициент корреляции килевой качки и бортовой качки равен 0.29.



а)



б)

Рис. 6 Фазовый портрет качки: а) килевая качка; б) бортовая качка

4. Анализ зарегистрированных с помощью системы мониторинга откликов конструкции

Отклики конструкции с привязкой к временной шкале в форме деформаций, ускорений и смещений представлены временными рядами, являющимися моментными временными рядами.

Временные ряды деформаций фиксируются датчиками напряженно-деформируемого состояния. Коэффициент корреляции деформаций, полученных с различных датчиков, равен 0.87, что можно характеризовать как «сильная взаимосвязь, близкая к функциональной».

На основе деформаций и абсолютных приростов деформаций построены фазовые портреты изменения деформаций во времени. Характерный фазовый портрет деформаций одноосного датчика показан на рис. 7. Видно, что независимо от величины деформации наиболее часто

встречающийся абсолютный прирост мал, однако для небольших (по абсолютной величине) значений деформации возможно значительное увеличение абсолютного прироста, при этом формируется аттрактор. Коэффициент корреляции деформаций и абсолютных приростов деформаций для всего набора данных равен 0.01.

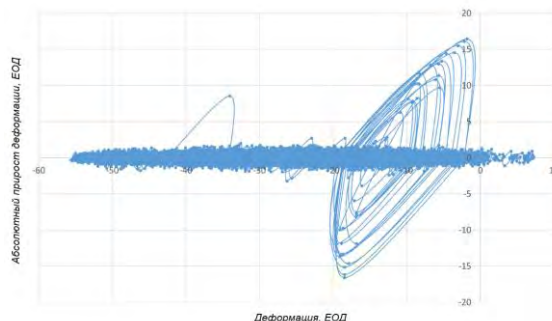


Рис. 7 Фазовый портрет деформаций одноосного датчика

В целях сжатия данных для анализа корреляции деформаций с откликами конструкций в других формах, а также с внешними воздействиями, были сформированы временные ряды, содержащие максимальные по величине значения в сутки и средние значения в сутки. Коэффициент корреляции среднесуточных деформаций и максимальных по величине деформаций равен 0.99, что можно характеризовать как «сильная взаимосвязь, близкая к функциональной».

Временные ряды смещений фиксируются датчиками GPS (с условными названиями ВК01, ВК02, ВК03). На основе показаний датчиков получены значения углов поворота для плоскости, которая проходит через эти датчики, а также траектории перемещения датчиков, рис. 8.

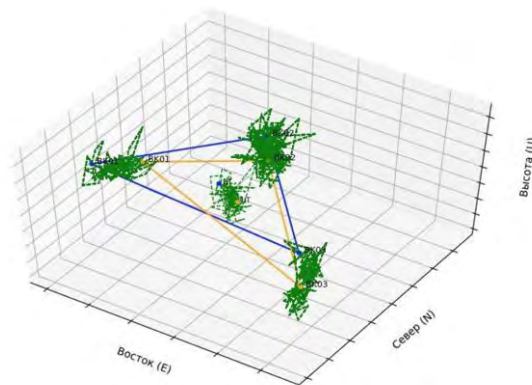


Рис. 8 Траектории перемещения точек ВК01, ВК02, ВК03 и центра тяжести треугольника (синий цвет – начальное положение, оранжевый цвет – конечное положение), масштаб увеличен

Коэффициенты корреляции смещений контрольных точек между главными направлениями (север, восток, высота) приведены в таблице 1.

Коэффициенты корреляции смещений между контрольными точками по главным направлениям (север, восток, высота) приведены в таблице 2.

Таблица 1

Коэффициенты корреляции датчиков смещений между главными направлениями

Наименование	Север-Восток	Север-Высота	Восток-Высота
ВК01	0.1	-0.13	-0.66
ВК02	-0.44	0.56	-0.68
ВК03	-0.57	-0.34	0.57

Таблица 2

Коэффициенты корреляции датчиков смещений между главными направлениями

Наименование	Север-Восток	Север-Высота	Восток-Высота
ВК01- ВК02	0.2	0.62	0.67
ВК01- ВК03	0.8	-0.47	0.86
ВК02- ВК03	0.01	-0.12	0.63

Из представленных данных видно, что взаимные связи как смещений по различным направлениям, так и смещений различных станций варьируются от «очень слабой взаимосвязи» до «сильной взаимосвязи, близкой к функциональной».

На основе смещений и абсолютных приростов смещений получены фазовые портреты изменения смещений во времени. Корреляционные коэффициенты смещений и абсолютных приростов смещений принимают значения 0.31 (на север), 0.26 (на восток) и 0.41 (по высоте), что может быть охарактеризовано как «слабую взаимосвязь» и «умеренную взаимосвязь».

Коэффициент корреляции угла крена и угла дифферента равен 0.94, коэффициент корреляции угла крена и угла рысканья равен 0.05, коэффициент корреляции угла дифферента и угла рысканья равен 0.05. Корреляционные коэффициенты углов и абсолютных приростов углов принимают значения 0.51 (крен), 0.6 (дифферент) и -0.04 (рысканье), что может быть охарактеризовано как «взаимосвязь средней силы» и «очень слабую взаимосвязь».

5. Установление корреляционных зависимостей между зафиксированными внешними воздействиями и зарегистрированными откликами конструкции

Для прогнозирования состояния конструкции должна быть определена корреляционная связь между внешними воздействиями и откликами конструкции.

Коэффициент корреляции температуры и деформаций равен 0.05, что можно охарактеризовать как «очень слабую взаимосвязь». Дополнительную информацию можно получить, построив зависимость деформаций от температуры, рис.9. Здесь особое внимание следует обратить на формируемые кластеры, где можно выделить области различной опасности деформаций, отмеченные эллипсами различных цветов.

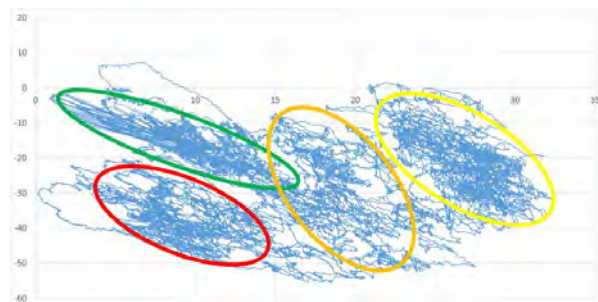


Рис.9 Кластеры, выделенные на графике взаимосвязи деформаций и температур

Хотя корреляционной зависимости между деформациями и температурами не наблюдается, можно заметить, что основные изменения деформаций осуществляются в пределах центров притяжений данных кластеров, однако существуют также редкие переходы из кластера в кластер с течением времени, которые можно охарактеризовать как переходы состояний. В частности, из красного (с высокой величиной деформаций) кластера возможен переход в зеленый (с низкой величиной деформаций) кластер при сохранении температуры и в оранжевый (с различной величиной деформаций) кластер при увеличении температуры. Из оранжевого кластера возможен переход в красный или зелёный при снижении температуры или в желтый (с низкой и средней величиной деформаций) кластер при увеличении температуры.

Подобные кластеры обнаружены и в зависимости между деформациями и температурами с датчиков волнения, рис.10. Здесь оранжевый кластер содержит деформации средней и высокой величины, а красный, желтый и зеленый кластеры соответствуют таким же кластерам с рис. 9. Коэффициент корреляции температуры и деформаций равен 0.1, что можно охарактеризовать как «очень слабую взаимосвязь».

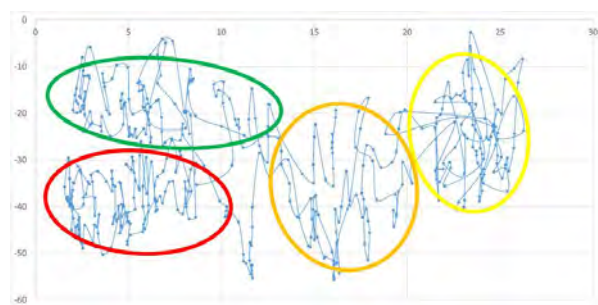


Рис.10 Кластеры, выделенные на графике взаимосвязи деформаций и температур

Анализ зависимостей деформаций от углов качки профилометра течений позволяет выделить кластеры, показанные на рис. 11-12, однако следует учитывать, что разный интервал замеров деформаций и углов качки понижает надежность вывода о том, что основные изменения деформаций осуществляются в пределах центров притяжений данных кластеров. Коэффициент корреляции килевой качки и деформаций равен -0.16, что можно охарактеризовать как «очень слабую взаимосвязь». Коэффициент корреляции бортовой качки и

деформаций равен 0.27, что можно охарактеризовать как «слабую взаимосвязь».

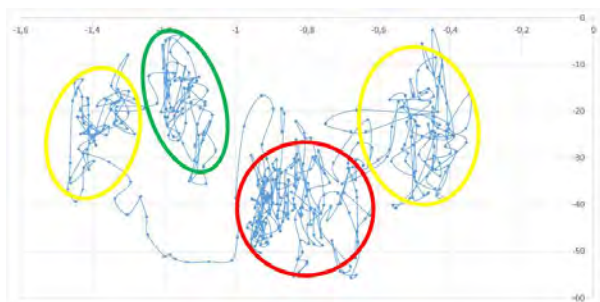


Рис.11 Кластеры, выделенные на графике взаимосвязи деформаций и килевой качки профилометра течений

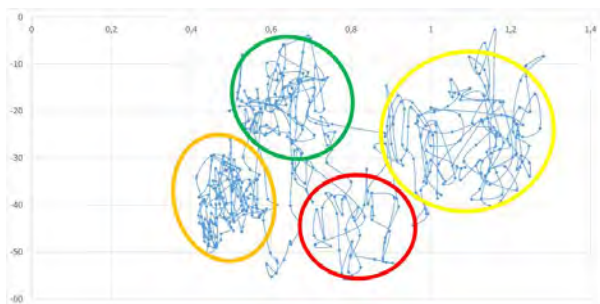


Рис.12 Кластеры, выделенные на графике взаимосвязи деформаций и бортовой качки профилометра течений

Выполнение корреляционного анализа остальных данных не позволило выделить ярко выраженные области различной опасности. Для получения обособленных кластеров требуются более длительные наблюдения.

Заключение

В работе выполнен анализ и обработка больших массивов данных, получаемых с системы

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Макшанов, А. В. Технологии интеллектуального анализа данных : учебное пособие / А. В. Макшанов, А. Е. Журавлев. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2019. — 212 с. — ISBN 978-5-8114-4493-9. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/120063>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.
2. Анализ данных : учебник для вузов / В. С. Мхитарян [и др.] ; под редакцией В. С. Мхитаряна. — Москва: Издательство Юрайт, 2020. — 490 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-00616-2. — Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/450166>.
3. Круглов, В. В. Нечеткая логика и искусственные нейронные сети / В. В. Круглов, М. И. Дли, Р. Ю. Голунов. — М. : Физматлит, 2001. — 224 с.
4. Остроух, А. В. Системы искусственного интеллекта : монография / А. В. Остроух, Н. Е. Суркова. — Санкт-Петербург : Лань, 2019. — 228 с. — ISBN 978-5-8114-3427-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/113401>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.
5. Fast Artificial Neural Network Library (FANN) [Электронный ресурс]: [б. и.], 2015. - Электрон. текстовые дан. on-line. - Загл. с титул. экрана. - URL : <http://leenissen.dk/fann/wp>.
6. OpenCV | OpenCV [Электронный ресурс] : [б. и.], 2015. - Электрон. текстовые дан. on-line. - Загл. с титул. экрана. - URL : <http://opencv.org>.

мониторинга МЛСП. Проанализированы зафиксированные внешние воздействия и отклики конструкции с привязкой к временной шкале. Установлены корреляционные зависимости между зафиксированными внешними воздействиями и зарегистрированными откликами конструкции.

Выделены кластеры во взаимосвязях внешних воздействий и откликов конструкции, позволяющие сформулировать сценарии, в рамках которых производится прогноз. Сценарии среднесрочного и долгосрочного прогноза формулируются на основе гипотез о нахождении в текущем кластере или переходе в один из других кластеров. Количество связей (переходов) между кластерами позволяет сформулировать гипотезы о более ожидаемых и менее ожидаемых переходах в соседние кластеры при осуществлении среднесрочного и долгосрочного прогноза.

По результатам работы можно сформулировать следующие основные положения для повышения прогностических характеристик системы мониторинга.

Использование полученных сведений о корреляционной зависимости между внешними воздействиями и откликами конструкции. При прогнозировании откликов конструкции следует учитывать изменения величин, обладающих взаимосвязью средней силы и сильных взаимосвязей с прогнозируемой величиной.

Использование полученных сведений о формировании кластеров, определяющих стремление к центрам притяжения развития прогнозируемой величины во времени.

Повышение эффективности и быстроедействие процедур достижимо при использовании искусственных нейронных сетей.

Исследования выполнены в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

References

1. Makshanov, A. V. Tekhnologii intellektual'nogo analiza dannyh : uchebnoe posobie / A. V. Maksha-nov, A. E. ZHuravlev. — 2-e izd., ster. — Sankt-Peterburg : Lan', 2019. — 212 s. — ISBN 978-5-8114-4493-9. — Tekst : elektronnyj // Lan' : elektronno-bibliotechnaya sistema. — URL: <https://e.lanbook.com/book/120063>. — Rezhim dostupa: dlya avtoriz. pol'zovatelej.
2. Analiz dannyh : uchebnik dlya vuzov / V. S. Mhitaryan [i dr.] ; pod redakciej V. S. Mhitaryana. — Moskva: Izdatel'stvo YUrajt, 2020. — 490 s. — (Vysshee obrazovanie). — ISBN 978-5-534-00616-2. — Tekst : elektronnyj // EBS YUrajt [sajt]. — URL: <https://urait.ru/bcode/450166>.
3. Kruglov, V. V. Nechetkaya logika i iskusstvennye nejronnye seti / V. V. Kruglov, M. I. Dli, R. YU. Golunov. — M. : Fizmatlit, 2001. — 224 s.
4. Ostrouh, A. V. Sistemy iskusstvennogo intellekta : monografiya / A. V. Ostrouh, N. E. Surkova. — Sankt-Peterburg : Lan', 2019. — 228 s. — ISBN 978-5-8114-3427-5. — Tekst : elektronnyj // Lan' : elektronno-bibliotechnaya sistema. — URL: <https://e.lanbook.com/book/113401>. — Rezhim do-stupa: dlya avtoriz. pol'zovatelej.
5. Fast Artificial Neural Network Library (FANN) [Elektronnyj resurs]: [b. i.], 2015. - Elektron. tek-stovye dan. on-line. - Zagl. s titul. ekrana. - URL : <http://leenissen.dk/fann/wp>.
6. OpenCV | OpenCV [Elektronnyj resurs] : [b. i.], 2015. - Elektron. tekstovye dan. on-line. - Zagl. s titul. ekrana. - URL : <http://opencv.org>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, 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. in Technology, 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,

Олег Николаевич Петров, доцент, кандидат технических наук, доцент кафедры вычислительной техники и информационных технологий, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: petr_oleg@mail.ru,

Oleg N. Petrov, associate professor, Ph.D. in Technology, associate professor of department of computer science, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: petr_oleg@mail.ru,

Дмитрий Александрович Пономарев, 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. in Technology, 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,

Александр Александрович Родионов, 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.Tech, 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,

УДК 629.5.028.5:551.326.6

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.045

Исследование процессов буксировки айсберга на основе конечномерных моделей сплошных сред

В.А. Коршунов¹, Р.С. Мудрик¹, Д.А. Пономарев¹, А.А. Родионов¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе рассмотрена проблема управления ледовой обстановкой при освоении участков на морской шельфе. Отмечено, что наиболее эффективным способом управления движения айсбергов и их осколков является использование буксировочных систем. В зависимости от размера айсберга в качестве буксировочной системы может использоваться либо одиночный канат, либо ледовая сетка. Описана технология осуществления буксировки. Рассмотрено два варианта математической формулировки задачи буксировки. Инженерный подход основан на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений динамики с известными начальными условиями. Наиболее точным является аппарат механики сплошных сред, который опирается на фундаментальные законы сохранения. Он позволяет построить связанную нелинейную систему дифференциальных уравнений с минимальным количеством допущений. Использование данного подхода возможно при численном моделировании процесса буксировки. В работе создана конечно-элементная модель взаимодействия айсберга с буксировочной системой. Разработан упрощенный алгоритм учета жидкости. Получены кинематические и динамические характеристики процесса буксировки. Определен коэффициент динамичности усилий.

Ключевые слова: ледовая обстановка, буксировочная система, трос, ледовая сетка, айсберг, метод конечных элементов, контактное взаимодействие, буксировочное усилие, коэффициент динамичности.

Investigation of iceberg towing processes based on finite-dimensional models of continuous media

Vladimir A. Korshunov¹, Roman S. Mudrik¹, Dmitry A. Ponomarev¹, Alexander A. Rodionov¹¹St.Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The paper deals with the problem of ice management during the development of the sea shelf. It is noted that the most effective way to control the movement of icebergs and their fragments is to use towing systems. Depending on the size of the iceberg, either a single rope or an ice net can be used as a towing system. The technology of towing is described. Various of the mathematical formulation of the towing problem are considered. The engineering approach is based on solving a system of nonlinear differential equations of dynamics with initial conditions. More accurate approach is the computational continuum mechanics, which is based on fundamental conservation laws. It allows to build a nonlinear system of differential equations with a minimum of assumptions. This approach can be used for numerical modeling of the towing process. In the paper, a finite element model of the interaction of an iceberg with a towing system is created. To account liquid the simplified algorithm is prescribed. The kinematic and dynamic characteristics of the towing process are obtained. The dynamic factor of axial force is determined.

Key words: ice conditions, towing system, cable, ice net, iceberg, finite element method, contact interaction, towing force, dynamic factor.

Введение

Устранение ледовых угроз морским объектам путем физического воздействия на ледяной покров и айсберги, реализуется с помощью судов обеспечения. Такими судами являются ледоколы, буксиры и суда-снабженцы ледового класса, которые осуществляют наиболее эффективные способы воздействия на ледяные образования, в том числе разрушение ледяного покрова, отведение айсбергов, а также их обломков и осколков от объектов.

Анализ зарубежного опыта показывает [1], что основными применяемыми видами физического воздействия на айсберги являются: действие водяными струями от работающих винтов, действие водяными струями пожарной системы, буксировка айсберга одним или двумя судами.

Данные виды воздействия применяются при различных условиях. Основными факторами, определяющими применимость того или иного вида воздействия, являются: размер айсберга; волнение моря; наличие льда на акватории; расстояние между айсбергом и защищаемым объектом. Из-за значительной массы айсбергов и сложной подводной геометрии, которую трудно определить, аспекты

устойчивости айсбергов существенно влияют на тактику операций по управлению льдами.

В практике последних лет все чаще прибегают к использованию буксировочных систем для управления траекторией движения айсбергов и их осколков [2]. Основным буксировочным элементов является плавучий синтетический канат и/или ледовая сетка. Конкретные параметры остальных конструктивных элементов, зависят от величины прикладываемого усилия, размеров айсберга, типа судна буксировщика и т.д.

Технологии применения в качестве буксировочной системы каната и сетки являются идентичными. Плавучий канат или ледовая сетка размещается на кормовой части верхней палубы судна-буксировщика. Параметры системы определяются после идентификации размеров и формы айсберга. Соединение тягового устройства с буксирной линией, осуществляется через динамометр. К свободному концу каната закрепляется канат-проводник с сигнальными буйами. Стравливание канатов выполняется с кормы судна в процессе движения по направлению к выбранному айсбергу. Далее судно совершает циркуляцию вокруг объекта (Рис. 1).

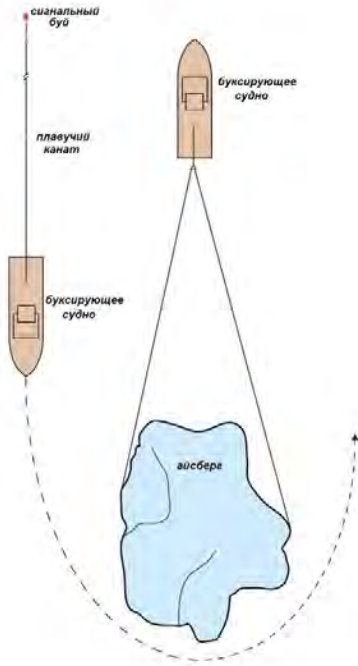


Рис. 1 Схема применения буксировочной системы [3]

После завершения маневра конец каната-проводника с сигнальным буйем вылавливается и наматывается на турачку кормовой лебедки, которая обеспечивает выборку свободного конца буксирного каната. Когда канат оказывался на палубе, он закреплялся к скобе, соединяющей динамометр и «коренной» конец каната. После чего судно постепенно отходит, давая возможность канату равномерно обтянуться вокруг айсберга. Далее выполняется буксировка.

Эффективность буксировки во многом зависит от формы айсберга и конфигурации его подводной части, которая далеко не всегда может быть оценена с необходимой достоверностью. Тем самым сохраняется опасность сноса айсберга с предполагаемой траектории буксировки, потеря устойчивости и как следствие возникновение экстремальных ситуаций.

Как параметры буксировочной системы, так и назначаемые режимы процесса буксировки должны в наибольшей степени соответствовать характеристикам буксируемого айсберга.

Подбор параметров буксировки следует выполнять с помощью предварительного расчетного анализа. Для этого уже применяются аналитические модели [4], которые позволяют проводить быстрые предварительные оценки, но для более полного учета особенностей взаимодействия податливой буксировочной системы с телом айсберга, айсберга и судна буксировщика с водой необходимо рассмотреть модели сплошных сред, анализ совместного взаимодействия которых возможен с помощью методов вычислительной механики [5].

Целью данной работы является разработка эффективных численных процедур, основанных на математических моделях вычислительной механики и механики сплошной среды для анализа нестационарного процесса буксировки айсберга.

1. Математическая формулировка задачи буксировки айсберга

Для создания общей трехмерной математической модели нестационарного процесса буксировки айсберга с учетом особенностей внешней среды необходимо привлекать аппарат механики сплошных сред, который опирается на фундаментальные законы сохранения. Это позволит построить связанную нелинейную систему дифференциальных уравнений, которая с минимальным количеством допущений наиболее полно опишет процессы, протекающие при взаимодействии судна буксировщика, буксировочной системы и айсберга.

Реализация решения такой системы связано с большими вычислительными затратами, поскольку возможно только с привлечением последних достижений вычислительной механики и современных численных методов. Общая формулировка допускает последовательное введение обоснованных допущений в систему уравнений, что позволит получать приемлемые для практики оценки параметров исследуемого процесса.

Общий вид фундаментальной системы дифференциальных уравнений для связанной задачи взаимодействия деформируемого твердого тела (ДТТ) с внешней средой, которая в свою очередь состоит из двух подсистем для описания поведения жидкости и рассматриваемого объекта, можно представить в виде [5]:

Подсистема описания жидкости

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \text{div}(\rho_f \bar{v}_f) &= 0 \\ \frac{d(\rho_f \bar{v}_f)}{dt} &= \rho_f \bar{F}_f + \frac{\partial \bar{\sigma}_{fx}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{fy}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{fz}}{\partial z} \\ \frac{d(\rho_f u_f)}{dt} &= \bar{\sigma}_{fx} \frac{\partial \bar{v}_f}{\partial x} + \bar{\sigma}_{fy} \frac{\partial \bar{v}_f}{\partial y} + \bar{\sigma}_{fz} \frac{\partial \bar{v}_f}{\partial z} + e_f + \frac{\partial \gamma_{fx}}{\partial x} \\ &\quad + \frac{\partial \gamma_{fy}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{fz}}{\partial z} \\ \sigma_{fij} &= \sigma_{fij}(\epsilon_{fij}, \dot{\epsilon}_{fij}, \rho_f, T_f) \\ p_f &= \Psi(\rho_f, u_f) \end{aligned} \right\} (1)$$

Подсистема описания поведения ДТТ

$$\left. \begin{aligned} \rho_s \frac{d\bar{v}_s}{dt} &= \rho_s \bar{F}_s + \frac{\partial \bar{\sigma}_{sx}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{sy}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{sz}}{\partial z} \\ \sigma_{sij} &= \sigma_{sij}(\epsilon_{sij}, \dot{\epsilon}_{sij}, \rho_s, T_s) \end{aligned} \right\}$$

В уравнениях используются индексы f и s для жидкости и деформируемого твердого тела соответственно.

При рассмотрении задачи буксировки принимаются допущения о недеформируемом поведении судна буксировщика и айсберга. Буксировочная система, в частности трос, рассматриваются как нелинейно деформируемые объекты. В общем случае задача является нестационарной, поэтому рассмотренные системы уравнений полностью описывают протекающий процесс. Для упрощения решения системы (1) учет взаимодействия всех составляющих рассматриваемой механической системы с водой выполняется путем задания присоединенных масс жидкости и коэффициентов сопротивления, которые определяются из гидродинамических расчетов. В связи с введением указанных допущений процесс буксировки айсберга описывается второй

подсистемой нелинейных дифференциальных уравнений динамики с известными начальными условиями и соотношениями для принятой модели троса. Далее будет рассматриваться описание движения в формулировке Лагранжа с соответствующими формами записями дифференциальных уравнений.

Процесс буксировки айсберга представляется как движение вдоль одной оси механической системы буксир-айсберг, соединенных между собой линейно-упругим тросом.

Система уравнений динамики для описываемой системы записывается как [6]:

$$\begin{cases} (M_s + \mu_s) \frac{dV_s}{dt} = -R_s - T + P, \\ (M_a + \mu_a) \frac{dV_a}{dt} = -R_a + T; \end{cases} \quad (2)$$

где V_s – скорость судна вдоль оси движения, V_a – скорость айсберга вдоль оси движения, M_s – масса судна, M_a – масса айсберга, μ_s – присоединенная масса воды для судна, μ_a – присоединенная масса воды для айсберга, R_s – сила сопротивления воды движению судна, R_a – сила сопротивления воды движению айсберга, T – сила натяжения троса, P – тяговое усилие.

Принимая поведение троса линейно-упругим, функциональная зависимость для силы натяжения троса записывается как:

$$T = \begin{cases} k \cdot (X - l_r), & (X - l_r) > 0 \\ 0, & (X - l_r) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

где l_r – начальная длина троса, X – расстояние между точками крепления троса на айсберге и на судне, k – коэффициент упругости троса.

Тяговое усилие буксира P , в общем случае выражается функциональной зависимостью, в которой учитываются характерные временные интервалы режимов движения буксира.

Скорость изменения расстояния между точками крепления троса соответствует разности скорости судна и айсберга:

$$\frac{dX}{dt} = V_s - V_a. \quad (4)$$

Уравнения (2) и (4) являются замкнутой системой обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений относительно неизвестных функций времени $V_s(t)$, $V_a(t)$, $X(t)$. Все остальные функции и постоянные, входящие в эти уравнения, являются задаваемыми. Решение данной системы позволяет получить зависимость тягового усилия от времени $T(t)$.

Использование апробированного опыта применения существующих численных методов позволяет разработать эффективный численный алгоритм решения сформулированной задачи. Основной особенностью этих методов является использование временной и пространственной дискретизации. Наиболее эффективных численных методов решения задач механики сплошной среды, является метод конечных элементов (МКЭ).

Процесс буксировки айсберга характеризуется сложной механикой его взаимодействия с буксировочной системой. В процессе буксировки канат работает в области значительной геометрической нелинейности, кроме того, помимо тягового усилия от судна на него действуют контактные усилия от айсберга, которые являются не постоянными по всей площади контакта, а также зависят от динамического поведения айсберга. В

результате процесс буксировки является высоконелинейным нестационарным процессом. При численном описании данного процесса наиболее эффективным является применение явных схем интегрирования уравнений движения [7]. Данные схемы внедрены во многие коммерческие продукты. В работе использовался программный комплекс LS-DYNA [8].

2. Расчётная модель МКЭ для анализа буксировочной системы

Расчетная конечно-элементная модель, описывающая процесс буксировки, в явном виде включает в себя модель айсберга и буксировочной системы. Судно заменяется сосредоточенной массой с приложением всех усилий в этой точке, эквивалентных внешней нагрузке на судно.

Для моделирования айсберга используются твердотельные элементы. Поведение айсберга в процессе буксировки описывается шестью степенями свободы, подобно поведению абсолютно жесткого тела.

Для моделирования тросовой системы используется балочный конечный элемент, являющийся трехмерным линейным элементом с конечными деформациями и пригоден для моделирования прямых балочных конструкций и тросовых систем, имеющих умеренное соотношение между длиной и линейным размером поперечного сечения.

Трос является сложным физическим объектом с нелинейными характеристиками. Ввиду его сложности выделяются несколько моделей троса, каждой из которой соответствует своя модель материала [9].

В данной работе использована модель материала, которая позволяет моделировать высоко нелинейное поведение троса с учетом контактного взаимодействия. Жесткости троса на растяжение изгиб и кручение в этой модели определяются экспериментальными кривыми. Жесткость на изгиб определяет кривая зависимости кривизны троса от приложенного к нему на концах момента.

Для моделирования буксировки айсберга рассмотрена тросовая система в виде одиночного каната. Подбор троса основан на значении буксировочного усилия 2250 кН. В модели используется трос диаметров 88 мм из линейки тросов DynaOne® ISO производимых компанией Glestein Ropes [10]. Основные характеристики тросов приведены в таблице 1.

Таблица 1
Основные характеристики троса

Величина	Значение
Диаметр (м)	0.088
Площадь (м ²)	6.082·10 ⁻³
Плотность (кг/м ³)	652.7
Предельная нагрузка (кН)	5170
Коэф. демпфирования на растяжение	0.05
Коэф. демпфирования на изгиб	0.1

Учет контактного взаимодействие является неотъемлемой частью создания модели буксировочной системы, так как контактное усилие

взаимодействия троса и айсберга определяет усилие, возникающее в тросе. Для моделирования взаимодействия айсберга и троса используется алгоритм, основанный на штрафной функции. Здесь используется процедура контакта узел - поверхность. В контактном алгоритме применены следующие коэффициенты трения: продольный - 0.05, поперечный - 1.0.

Для моделирования влияния жидкости на процесс буксировки айсберга возможно применение как явного, так и косвенного подхода.

В явном подходе используется формулировка Произвольная Лагранжа-Эйлера (ПЛЭ). В данной формулировке область айсберга дискретизируется сеткой Лагранжа, а область водо-воздушной среды сеткой Эйлера. Сопряжение указанных вычислительных сеток выполняется с помощью алгоритм контактного взаимодействия с использованием штрафной функции [11]. Преимуществом данного подхода является возможность автоматического учета гидростатического давления, присоединенных масс жидкости и коэффициентов сопротивления при буксировке айсберга. Однако этот подход является существенно ресурсоемким, так как предполагает решение междисциплинарной задачи взаимодействия твердого тела с жидкостью.

Для моделирования процесса буксировки айсберга используется косвенный подход. Здесь жидкость явным образом не моделируется, а задается в виде внешних сил, вычисляемым по специальным функциям. Так для учета гидростатического давления разработана и внедрена в программный продукт LS-DYNA пользовательская функция учета гидростатического давления на айсберг.

Гидростатическое давление, действующее на поверхность объекта, находящегося в жидкости

$$p = \rho g \cdot \max(0, -z), \quad (5)$$

где ρ – плотность жидкости, g – ускорение свободного падения. Поверхность S в данном случае является внешней поверхностью конечного элемента

$$S = \{x_i N_i(\xi, \eta) : -1 \leq \xi, \eta \leq 1\}, \quad (6)$$

где N_i – это параметрическая функция формы и $x_i = (x_i, y, z_i)^T$ – вектор узловых координат поверхности. Следовательно давление может быть записано в следующем виде

$$p = \rho g \cdot \max(0, -z_i N_i) \quad (7)$$

и оно приложено в направлении противоположном направлению нормали к поверхности. По принципу возможных перемещений следует, что

$$-\int_S p n^T \delta x dS = f_i^T \delta x_i. \quad (8)$$

Левая часть выражения может быть представлена в следующем виде

$$-\int_S p n^T \delta x dS = \rho g z_j \int_{S_{z \leq 0}} N_j N_i dS n^T \delta x_i, \quad (9)$$

где $S_{z \leq 0} = S \cap \{x : z \leq 0\}$. В результате узловые усилия в конечном элементе равны

$$f_i = \rho g z_j \int_{S_{z \leq 0}} N_j N_i dS n. \quad (10)$$

В реализованной функции любые искаженные поверхности приводятся к плоскому виду путем проецирования узлов на срединную поверхность.

Учет присоединенных масс жидкости в косвенном подходе осуществлялся условно путем прибавления к массе айсберга фиктивной массы, определяемой водоизмещением, взятым со следующими коэффициентами, зависящими от движения айсберга: 0.5 - для поперечного поступательного; 0.3 - для поступательного продольного; 0.2 - для остальных.

Учет сопротивления реализовывался путем приложения к айсбергу силовых функций сопротивления, которые определяются формой и размерами айсберга.

Для анализа буксировочной системы принят айсберг с характеристиками, представленными в таблице 2.

Таблица 2

Основные характеристики рассматриваемого айсберга

Наименование	Значение)
Длина, м	191.2
Ширина, м	83.3
Осадка, м	55
Объем, м ³	1 575 319

Геометрия реального айсберга представлялась в виде массивов координат точек, относящихся к двум частям: надводной, полученной методом аэрофотосъемки и подводной, полученной методом съемки многолучевым эхолотом. После объединения двух частей и применения процедуры триангуляции формировалась фасетированная геометрическая модель айсберга. Но она еще не пригодна для генерации конечно-элементной сетки. Фасетированная модель обрабатывалась средствами графического редактора с целью сглаживания – избавления от больших кривизн внешней поверхности айсберга.

На рис. 2 представлены фасетированная и конечно-элементная модели рассматриваемого айсберга. Конечно-элементная модель содержит 108320 элементов при максимальной длине кромки элемента 4000 мм.

Силовые функции сопротивления определялись исходя из коэффициентов сопротивления (Рис. 3).

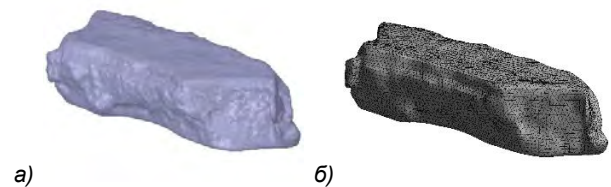


Рис. 2 Модели айсберга: а) фасетированная, б) конечно-элементная

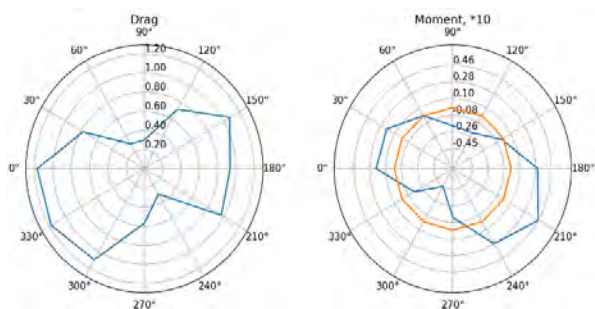


Рис. 3 Графическое представление коэффициентов сопротивления

С учетом размеров айсберга длина буксировочной линии принята равной 750 м. Процесс буксировки представлялся состоящим из двух этапов: разгон и стационарный режим. Этап разгона начинался из состояния покоя с 0 секунды и продолжался до 1000 секунды, после 1000 секунды начинался режим стационарной буксировки. При этом тяговое усилие прикладывалось мгновенно (ступенчато) в момент времени соответствующий 100 секунде.

Итоговая расчетная модель метода конечных элементов показана на рис. 4.

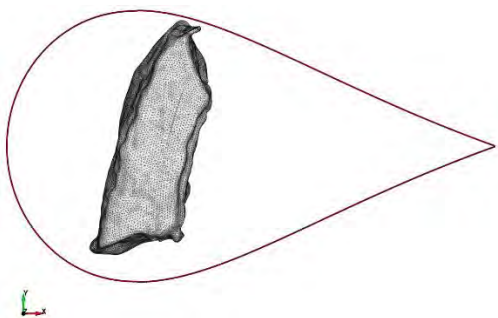


Рис. 4 Конечно-элементная модель для буксировки айсберга

3. Результаты расчетного анализа

Выполненные расчеты по разработанным моделям позволили получить оценку возникающих усилий в буксировочной системе, а также динамику системы «айсберг-судно». На рис. 5 приводится картина взаимодействия троса и айсберга при его буксировке. В процессе буксировки трос удерживается в изначальном положении на айсберге и процесса выхода из петли или соскальзывания не наблюдается.

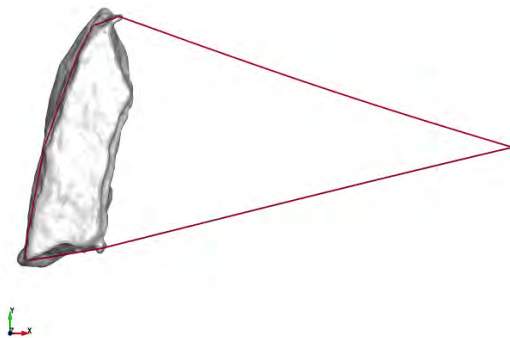


Рис. 5 Буксировка айсберга тросом, вид сверху

На рис. 6 представлены смещения судна и айсберга при буксировке относительно начального положения. На протяжении всего рассматриваемого процесса буксировки наблюдается поперечное смещение как судна, так и айсберга в направлении друг к другу. Необходимо отметить, что данный график не является траекторией движения и столкновения объектов не происходит.

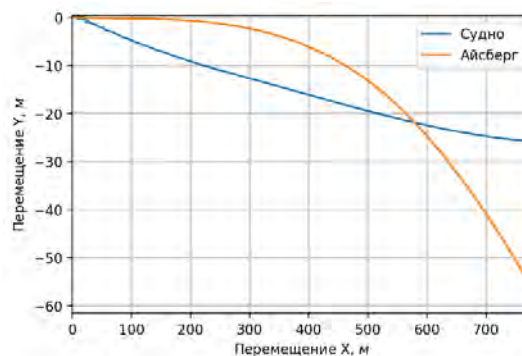
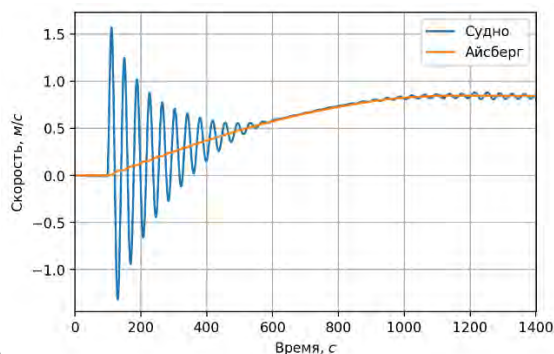
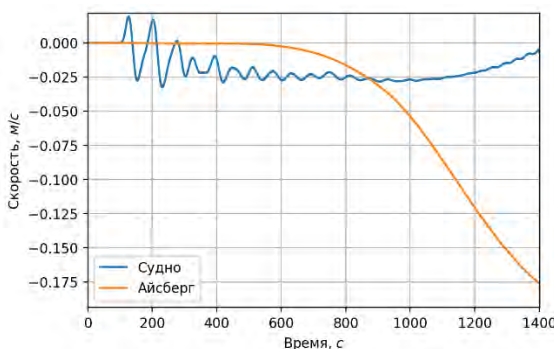


Рис. 6 Смещения судна и айсберга при буксировке относительно исходного положения

На рис. 7 представлены графики изменения продольной и поперечной скорости для судна и айсберга. На этапе разгона наблюдаются осцилляции скоростей. Скорость движения в стационарном режиме составляет 0.75 м/с.



а)



б)

Рис. 7 Изменение скорости судна и айсберга при буксировке: а) продольная; б) поперечная

Ускорения как в продольном, так и поперечном направлении также носят колебательный характер и по мере разгона и выхода на стационарный режим затухают, рис.8.

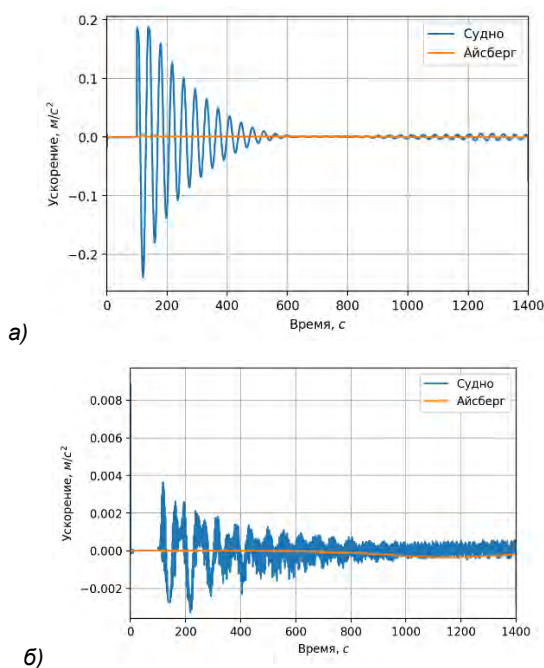


Рис. 8 Изменение ускорения судна и айсберга при буксировке: а) продольное; б) поперечное

История изменения усилий в тросовой системе представлена на рис. 8. Максимальное значение усилия - 2589 кН, среднее значение, соответствующее стационарной буксировке, составило 1080 кН. Колебательный характер усилий в тросе связан с попеременным натягиванием и ослаблением троса, происходящими при разгоне айсберга. Полученное максимальное усилие в тросе больше среднего в 2.4 раза.

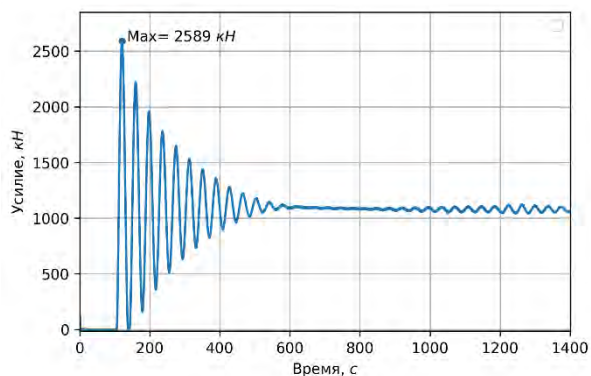


Рис. 9 Изменение усилий в тросе при буксировке айсберга

Заключение

Использование современных численных процедур для анализа процесса буксировки айсберга раскрывает дополнительные возможности по сравнению с существующими аналитическими моделями, по анализу динамики системы «судно-айсберг» и оценке возникающих усилий в буксировочной системе. В работе выполнено численное моделирование трехмерной задачи буксировки с учетом контактного взаимодействия буксировочной системы и сложной геометрией натурального айсберга.

Учет взаимодействия объектов динамической системы с жидкостью с учетом несимметричного обтекания айсберга, выполнен с помощью приложения к айсбергу гидростатических и силовых функций сопротивления, которые зависят от формы и размеров айсберга в виде коэффициентов сопротивления, зависящих от направления движения.

Установлено, что для рассмотренного айсберга массой более 1 млн. тонн использование конфигурации буксировочной системы в виде отдельного троса рационально, т.к. проблем с устойчивостью и устойчивостью буксировки не наблюдалось, трос надежно фиксировался на буксируемом объекте.

На протяжении всего рассматриваемого процесса буксировки обнаружено поперечное смещение как судна, так и айсберга в направлении друг к другу. Таким образом при полном натяжении троса система «судно-айсберга» движется как единое целое, а айсберг выступает в роли своеобразного руля.

При анализе скоростей и ускорений в продольном и поперечном направлениях реализовывался колебательный характер с последующим затуханием по мере выхода к стационарному режиму движения.

Колебательный характер усилий в тросе связан с попеременным натягиванием и ослаблением троса по мере разгона айсберга. Максимальное возникающие усилие и среднее значение в стационарном режиме различается примерно в 2.4 раза.

Развитие рассмотренных моделей на случаи буксировки в условиях волнения, а также с учетом нестационарных эффектов позволят повысить полноту получаемых оценок усилий в буксировочной системе и оценить движение всей системы в целом, что в последствии при применении полученных результатов на практике положительно скажется на эффективности мероприятий управления ледовой обстановкой.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Stability and Drift of Icebergs Under Tow. Pre-pared for Petroleum Research Atlantic Canada (PRAC). C-CORE Report R-04-072-216 vl. January 2005.1
2. Marchenko, A., Eik, K., Methods of Iceberg Towing, International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation v 6, № 4. (December 2012)
3. Eik, K., Marchenko, A., Model tests of iceberg towing, Cold Reg. Sci. Technol. (2010)
4. Marchenko, A., Eik, K., Iceberg towing in open water: Mathematical modeling and analysis of model tests, Cold Reg. Sci. Technol. (2012)

5. Пономарев Д.А. «Современные методы решения задачи взаимодействия конструкций с водо-воздушной средой», «Морские интеллектуальные технологии». №3(37) Т. 3 2017, стр. 30-40
6. Марченко А.В. Устойчивость буксировки айсберга./Труды ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова, вып.51(335), 2010, с. 69-82.
7. Belytschko Ted, Wing Kam Liu, Brian Moran, Khalil Elkhodary. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures, 2nd Edition, Wiley, 2014.
8. LS-DYNA Keyword User's Manual, Version R10.0, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, CA, July 2017
9. Reid J.D., Karla A.L., Cody S.S. Development of Advanced Finite Element Material Models for cable barrier wire rope, 2010.
10. www.gleistein.com
11. BELYTSCHKO, T and NEAL M O. Contact-impact by the pinball algorithm with penalty, projection, and Lagrangian methods, Proc. Symp. on Computational Techniques for Impact, Penetration, and Perforation of Solids, New York, NY, ASME, AMD-Vol. 103, pp. 97–140, 1989.

References

1. Stability and Drift of Icebergs Under Tow. Pre-pared for Petroleum Research Atlantic Canada (PRAC). C-CORE Report R-04-072-216 vl. January 2005.1
2. Marchenko, A., Eik, K., Methods of Iceberg Towing, International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation v 6, № 4. (December 2012)
3. Eik, K., Marchenko, A.,, Model tests of iceberg towing, Cold Reg. Sci. Technol. (2010)
4. Marchenko, A., Eik, K., Iceberg towing in open water: Mathematical modeling and analysis of model tests, Cold Reg. Sci. Technol. (2012)
5. Ponomarev D.A. «Sovremennyye metody resheniya zadachi vzaimodeystviya konstruksiy s vodo-vozdushnoy sredoy», «Morskiye intellektual'nyye tekhnologii». №3(37) Т. 3 2017, стр. 30-40
6. Marchenko A.V. Usto chivost' buksirovki a sberga./Trudy TSNII im. akad. A.N.Krylova, vyp.51(335), 2010, s. 69-82.
7. Belytschko Ted, Wing Kam Liu, Brian Moran, Khalil Elkhodary. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures, 2nd Edition, Wiley, 2014.
8. LS-DYNA Keyword User's Manual, Version R10.0, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, CA, July 2017
9. Reid J.D., Karla A.L., Cody S.S. Development of Advanced Finite Element Material Models for cable barrier wire rope, 2010.
10. www.gleistein.com
11. BELYTSCHKO, T and NEAL M O. Contact-impact by the pinball algorithm with penalty, projection, and Lagrangian methods, Proc. Symp. on Computational Techniques for Impact, Penetration, and Perforation of Solids, New York, NY, ASME, AMD-Vol. 103, pp. 97–140, 1989.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, 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. in Technology, 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,

Роман Сергеевич Мудрик, 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

Дмитрий Александрович Пономарев, 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. in Technology, 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,

Александр Александрович Родионов, 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.Tech, 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

Анализ предельных состояний судовых валов из ПКМ с помощью численных моделей

В.А. Коршунов¹, Д.А. Пономарев¹, А.А. Родионов¹

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе продемонстрированы возможности применения МКЭ для исследования процессов деформирования судовых валов, выполненных из композитных материалов, для анализа предельных состояний. Рассмотрены конечно-элементные модели композитных валов на основе многослойного оболочечного и многослойного твердотельного элемента, а также модель с гомогенным представлением материала. Анализ несущей способности композитного вала выполнен в линейной и нелинейной постановках при действии крутящего момента. Результаты линейного анализа показали, что наименьшую погрешность с экспериментальными данными имеет модель на основе многослойного оболочечного конечного элемента. Нелинейный анализ выполнен с учетом геометрической нелинейности и начальных несовершенств геометрии вала. Начальные несовершенства определены масштабированием первой формы линейной потери устойчивости. В результате нелинейного анализа получены кривые нагружения, характеризующие зависимость крутящего момента от угла поворота сечения вала и определяющие предельные нагрузки. Полученные значения предельных нагрузок всех рассматриваемых моделей вала близки к экспериментальным данным. По результатам работы рекомендуется в качестве оптимальной модели, для анализа напряженно-деформированного состояния и предельных состояний тонких композитных валов, использовать модель, на основе многослойного оболочечного конечного элемента.

Ключевые слова: вал, композитный материал, монослой, метод конечных элементов, предельное состояние, предельная нагрузка, потеря устойчивости, начальное несовершенство.

Analysis of the limit states of ship composite shafts using numerical models

Vladimir A. Korshunov¹, Dmitry A. Ponomarev¹, Alexander A. Rodionov¹

¹St.Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The paper demonstrates the possibility of using FEM to study the processes of deformation of ship composite shafts for the analysis of limiting states. Finite element models of composite shafts based on a multilayer shell and multilayer solid element, as well as a model with a homogeneous material representation, are considered. The analysis of the bearing capacity of the composite shaft is carried out in linear and non-linear formulations under the action of a torque. The results of linear analysis showed that the model based on a multilayer shell finite element has the smallest error with experimental data. Nonlinear analysis is performed taking into account geometric nonlinearity and initial imperfections of the shaft geometry. The initial imperfections are determined by scaling the first form of linear buckling. As a result of nonlinear analysis, loading curves were obtained that characterize the dependence of the torque on the angle of rotation of the shaft section and determine the ultimate loads. The obtained values of the ultimate loads of all the considered shaft models are close to the experimental data. Based on the results of the work, it is recommended to use a model based on a multilayer shell finite element as an optimal model for analyzing the stress-strain state and limit states of thin composite shafts.

Keywords: shaft, composite material, ply, finite element method, limit state, ultimate load, buckling, initial imperfection.

Введение

В настоящее время применение композитных валов в такой области как судостроение становится все популярнее. К основным преимуществам композитных валов можно отнести высокую прочность, малый вес, податливость, усталостную и коррозионную стойкость.

Тем не менее, разработка эффективной конструкции композитных валов остается проблемой, входящей в общую проблему понимания механического поведения композитных материалов, их режимов и механизмов отказа в следствии анизотропной структуры. Следовательно, трудно определить характер отказа валов без проведения определенных видов испытаний. Проектирование композитного вала требует не только проектирования геометрии, но и конструкции самого материала, учитывая, что существует множество комбинаций волокна и связующего, каждая из которых приводит к разным структурным характеристикам вала. Развитие программных комплексов математического моделирования с использованием метода конечных элементов (МКЭ),

сделало возможным моделирование и анализ предельных состояний композитных валов. В настоящее время классификационные общества, такие как DNV-GL [1], требуют анализа композитных валов методом конечных элементов.

В данной работе выполняется анализ процессов деформирования композитных судовых валов при наступлении предельных состояний с использованием численных моделей МКЭ, реализованных в программном комплексе ANSYS [2].

1. Объект исследования

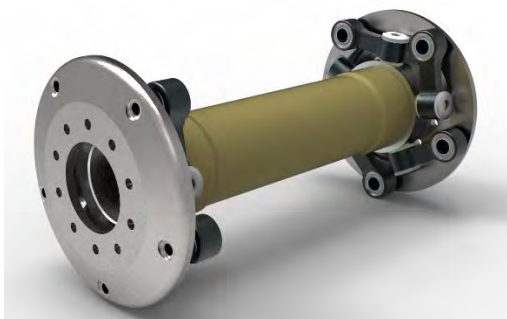
В работе рассматривался силовой композитный вал, изготовленный методом намотки из стекловолокна с полимерным связующим. Вал изготовлен компанией по производству композитов B&T Composites во Флорине, Греция [3].

Основные размеры приведены на рисунке 1 и сведены в таблицу 1.

Стекловолокно, используемое для намотки вала, представляет собой ровинг 1062 от PPG Fiber Glass [4], связующим является эпоксидная смола Araldite LY 556 в сочетании с ангидридным отвердителем Aradur 917 и имидазольным ускорителем DY 070 от

Huntsman Advanced Materials [5]. Вал был изготовлен при постоянной температуре и влажности (18 °C / 48% влажности) и полимеризовался в печи для полимеризации в течение 1 часа при 90 °C и 2 часов при 150 °C. Механические свойства используемого материала приведены в таблице 2.

а)



б)

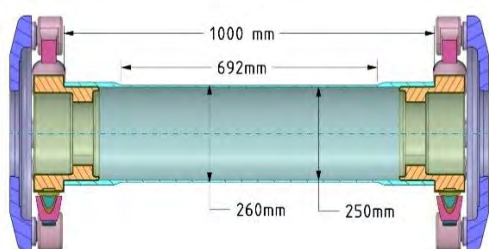


Рис. 1 Геометрическая модель рассматриваемого вала: а) общий вид; б) продольное сечение с указанием основных размеров рабочей части

Таблица 1

Основные размеры вала

Длина, мм	1000
Внутренний диаметр, мм	250
Внешний диаметр, мм	260
Толщина, мм	5
Схема намотки	[±45] ₁₂

Рассматриваемый вал был экспериментально испытан компанией CENTA [6] приложением крутящего момента вплоть до разрушения. Экспериментальные данные в виде зависимости крутящего момента от угла закручивания приведены на рисунке 2 и сведены в таблицу 3. Угол поворота вращающегося конца вала определялся по отношению к неподвижному концу. Продолжительность испытания в соответствии с протоколом составляла 1 мин 29 сек.

Таблица 2

Механические свойства связующего, армированного стекловолокном

Модуль упругости E ₁ , ГПа	37.4
Модуль упругости E ₂ , ГПа	15.04
Модуль упругости E ₃ , ГПа	15.04
Модуль сдвига G ₁₂ , ГПа	5.5
Модуль сдвига G ₂₃ , ГПа	2.75
Модуль сдвига G ₁₃ , ГПа	5.5
Коэффициент Пуассона ν ₁₂	0.28
Коэффициент Пуассона ν ₂₃	0.3447
Коэффициент Пуассона ν ₁₃	0.28

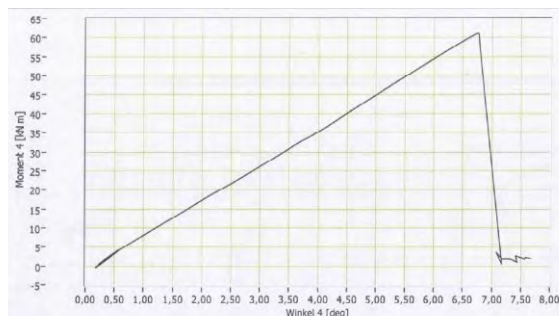


Рис. 2 Зависимость крутящего момента от угла закручивания вала, полученная по результатам эксперимента

Таблица 3

Результаты эксперимента

Начальный угол, град	0.22
Максимальный угол, град	7.67
Угол при разрушении, град	6.8
Начальный крутящий момент, кН·м	0.0
Максимальный крутящий момент, кН·м	61.12

2. Типы конечных элементов для моделирования композитных конструкций

Для тонких цилиндрических конструкций с отношением толщины к диаметру менее 5% оболочечные конечные элементы позволяют в полной мере выполнять анализ напряженно-деформированного состояния и эффективно снижают ресурсоемкость задачи по сравнению с твердотельными элементами.

Так как разработка конечно-элементных моделей проводится в программном комплексе ANSYS, то в дальнейшем используется нумерация типов конечных элементов данного программного продукта.

В настоящем исследовании для сопоставления результатов расчета использовались конечные элементы высокого порядка: оболочечные SHELL281 и твердотельные SOLID186. Оба типа конечных элементов поддерживают многослойное моделирование, что важно при моделировании композитных валов и многослойных композитных материалов в целом.

Конечный элемент SHELL281 – 8-ми узловой элемент структурной оболочки, который используется для анализа тонких и умеренно толстых оболочечных конструкций. Он хорошо подходит как для линейных задач с малыми перемещениями, так и для нелинейных приложений с большим вращением и большими деформациями. Элемент может применяться в слоистых деталях для моделирования композитных оболочек или многослойных конструкций. Точность моделирования композитных оболочек определяется теорией деформации сдвига первого порядка (обычно называемой теорией оболочек Миндлина-Рейсснера). Формулировка элемента основана на измерениях логарифмической деформации и истинного напряжения. Кинематика элемента учитывает конечные мембранные деформации. Однако предполагается, что изменения кривизны в пределах шага нагружения незначительны.

Конечный элемент SOLID186 - трехмерный 20-узловой твердотельный элемент высокого порядка, который имеет квадратичную аппроксимацию поведения перемещений. Элемент определяется 20 узлами, имеющими три степени свободы в каждом: перемещения в узловых направлениях x, y и z. Элемент поддерживает пластичность, гиперэластичность, ползучесть, повышение жесткости при деформировании, большие перемещения и большие деформации. SOLID186 является многослойным твердотельным элементом и используется для моделирования слоистых толстых оболочек или твердых тел. В элементе также доступна опция вырожденной призмы.

В зависимости от моделирования геометрии оболочкой или твердым телом, вал создается путем определения либо цилиндрических областей, либо объемов. После создания геометрии наносится конечно-элементная сетка, которая, в свою очередь, определяет размер, форму и ориентацию элементов. Система координат элемента является очень важной составляющей при моделировании многослойных элементов, поскольку в качестве базовой оси используется ось x системы координат элемента, относительно которой поворачивается система координат каждого слоя. Свойства материала, напряжения и деформации для слоистых элементов основаны на системе координат слоя, а не на системе координат элемента.

3. Разработка конечно-элементных моделей композитного вала

3.1 Формирование конечно-элементной модели вала на основе многослойного оболочечного элемента

Первый подход к созданию конечно-элементной модели вала — это использование многослойных оболочечных элементов. Использование данных элементов для рассматриваемого вала возможно, так как вал относительно тонкий - отношение толщины к диаметру составляет 2%. Для моделирования используется многослойный оболочечный элемент с 8 узлами - SHELL281. Геометрическая модель в данном случае представляет цилиндр нулевой толщины с диаметром равным внутреннему диаметру вала.

Дискретизация геометрической модели конечными элементами осуществляется таким образом, чтобы элемент имел форму, близкую к квадратной, а число элементов по окружности было не менее 64 шт.

Для формирования укладки монослоев используется модуль ANSYS Composite PrepPost.

На первом этапе определяются характеристики монослоя – его толщина и свойства материалов в системе координат монослоя. В рассматриваемом случае толщина монослоя составляет 0.417 мм. Далее формируется пакет монослоев, в данном случае он будет включать 2 монослоя с ориентацией [+45, -45]. Механические свойства пакета представлены на рисунке 3 в виде полярной диаграммы.

Направление выкладки слоев и направление оси ориентации пакетов показано на рисунке 4. В результате формируются многослойные конечные элементы (Рис. 5).

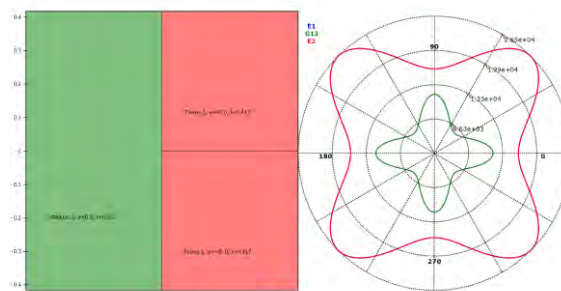


Рис. 3 Свойства пакета монослоев

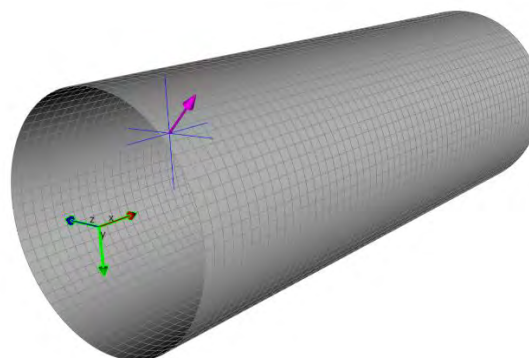


Рис. 4 Направление выкладки пакетов и направление оси OX ориентации пакетов

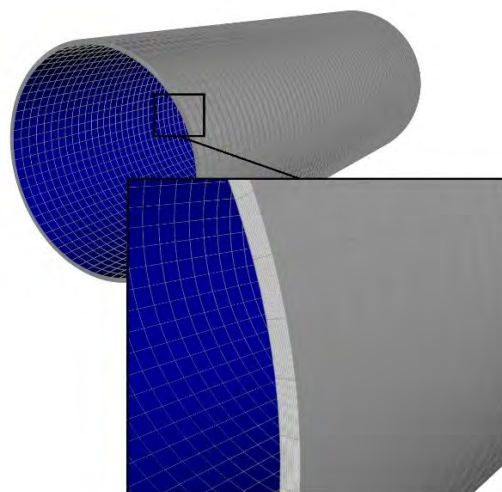


Рис. 5 Конечно-элементная модель вала с сформированными пакетами монослоев

3.2 Формирование конечно-элементной модели вала на основе многослойного твердотельного элемента

Следующий подход к созданию конечно-элементной модели вала — это использование многослойных твердотельных элементов типа SOLID186.

При использовании модуля ANSYS Composite PrepPost формирование пакетов монослоев осуществляется аналогично как описано в предыдущем подразделе. Таким образом здесь также используется оболочечная цилиндрическая модель с диаметром, соответствующим внутреннему

диаметру рассматриваемого вала. После формирования всей выкладки системе указывается на генерацию твердотельных многослойных элементов. В результате генерируется твердотельная конечно-элементная модель с количеством элементов, соответствующим оболочечной при увеличенном количестве узлов.

3.3 Формирование гомогенной конечно-элементной модели вала на основе оболочечного элемента

Гомогенное моделирование состоит в представлении вала одним слоем с толщиной равной толщине стенки вала и имеющим механические свойства эквивалентные свойствам многослойного композитного материала. Расчет эквивалентных механических свойств основан на механике композитных материалов [7]. В соответствии с теорией эквивалентные механические свойства определяются следующими выражениями:

- модуль упругости в продольном направлении

$$E_L = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{A_{22}\delta} \quad (1)$$

- модуль упругости в окружном направлении

$$E_C = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{A_{11}\delta} \quad (2)$$

- модуль сдвига

$$G_{LC} = \frac{A_{66}}{\delta} \quad (3)$$

- коэффициент Пуассона

$$\nu_{LC} = \frac{A_{12}}{A_{11}} \quad (4)$$

где δ – толщина стенки вала и A_{11} , A_{22} , A_{12} , A_{66} мембранные жесткости, определяемые выражением:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N (\bar{C}_{ij})_k (t_k) \quad (5)$$

где

t_k – толщина k -го монослоя;

\bar{C}_{ij} – коэффициенты матрицы жесткости в системе координат вала

$$\bar{C}_{11} = C_{11}m^4 + 2(C_{12} + 2C_{66})m^2n^2 + C_{22}n^4$$

$$\bar{C}_{12} = (C_{11} + C_{22} - 4C_{66})m^2n^2 + C_{12}(m^4 + n^4)$$

$$\bar{C}_{22} = C_{11}n^4 + 2(C_{12} + 2C_{66})m^2n^2 + C_{22}m^4$$

$$\bar{C}_{16} = (C_{11} - C_{12} - 2C_{66})m^3n + (C_{12} - C_{22} + 2C_{66})mn^3$$

$$\bar{C}_{26} = (C_{11} - C_{12} - 2C_{66})mn^3 + (C_{12} - C_{22} + 2C_{66})m^3n$$

$$\bar{C}_{66} = (C_{11} + C_{22} - 2C_{12} - 2C_{66})m^2n^2 + C_{66}(m^4 + n^4)$$

$m = \cos\theta$, $n = \sin\theta$ - направляющие косинусы углов укладки и

$$C_{11} = \frac{E_{11}}{(1-\nu_{12}\nu_{21})}; C_{22} = \frac{E_{22}}{(1-\nu_{12}\nu_{21})};$$

$$C_{12} = \frac{E_{11}\nu_{21}}{(1-\nu_{12}\nu_{21})}; C_{66} = G_{12}.$$

Вычисленные по зависимостям (1)-(5) эквивалентные механические свойства представлены в таблице 4.

Для формирования конечно-элементной модели с гомогенным представлением материала в модуле ANSYS Composite PrepPost определяется один монослой с толщиной равной толщине стенки вала с эквивалентными свойствами материала. Механические свойства гомогенного материала в виде полярной диаграммы показаны на рисунке 6. Как видно данная диаграмма практически совпадает с диаграммой для пакета монослоев (Рис. 3).

Таблица 4

Механические свойства гомогенного материала

Модуль упругости в продольном направлении E_L , ГПа	16.27
Модуль упругости в окружном направлении E_C , ГПа	16.27
Модуль упругости по толщине E_T , ГПа	16.27
Модуль сдвига G_{LC} , ГПа	11.27
Модуль сдвига G_{CT} , ГПа	5.636
Модуль сдвига G_{LT} , ГПа	11.27
коэффициент Пуассона ν_{LC}	0.479
коэффициент Пуассона ν_{CT}	0.479
коэффициент Пуассона ν_{LT}	0.479

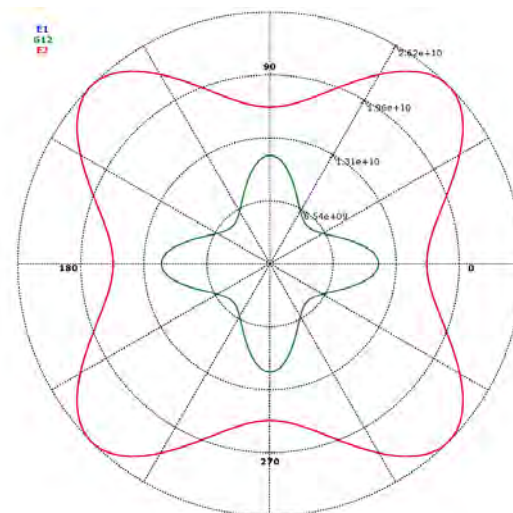


Рис. 6 Механические свойства гомогенного материала в виде полярной диаграммы

4 Граничные условия и внешние нагрузки

Из всех действующих на вал нагрузок определяющей является крутящий момент, величины которого в зависимости от характеристик судна могут достигать существенных значений. При действии крутящего момента в слоях композитного вала возникают касательные напряжения, действие которых может привести к предельному состоянию потери устойчивости, вызванному кручением. Учитывая данные обстоятельства, а также результаты эксперимента, рассматриваемый вал рассчитывается на действие крутящего момента. Крутящий момент прикладывается к одному из концов вала в центре тяжести сечения, при этом точка приложения момента жестко соединена с узлами поперечного сечения, в результате чего данное сечение не может деформироваться. Другой конец вала жестко закреплен. Для всех разработанных конечно-элементных моделей прикладываются идентичные граничные условия. Модель с приложенными граничными условиями показана на рисунке 7.

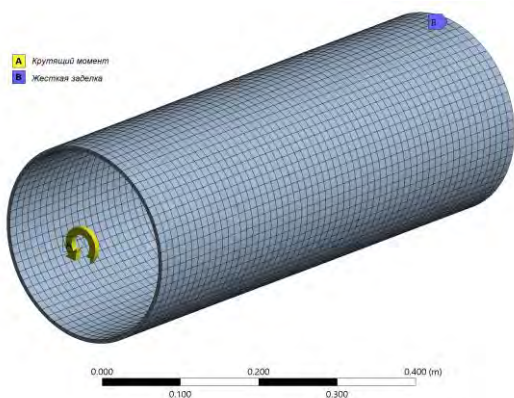


Рис. 7 Приложение внешних нагрузок и граничных условий

5 Результаты расчетов

Оценка несущей способности вала проводится в линейной и нелинейной постановках. Линейный анализ связан с проблемой собственных значений и определяет критическую нагрузку потери устойчивости для идеальной линейно-упругой конструкции. Более точным является нелинейный анализ потери устойчивости, который учитывает начальные несовершенства конструкции, нелинейность материала и большие перемещения, но при этом является более ресурсоемким. Также нелинейный расчет позволяет выполнять анализ закритического поведения конструкции.

5.1 Линейный анализ потери устойчивости

Результаты проведения линейного анализа получены формы потери устойчивости (Рис. 8), которые являются идентичными для рассматриваемых моделей, а также значения критических нагрузок (Табл. 5).

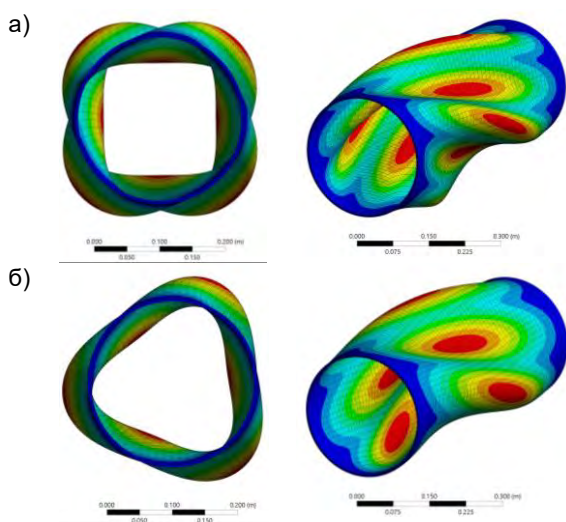


Рис 8 Формы потери устойчивости рассматриваемых моделей вала в полях суммарных перемещений: а) первая форма; б) вторая форма

Полученные формы потери устойчивости имеют вдоль вала по одной полуволне, а в окружном

направлении четыре и три полуволны соответственно для первой и второй формы.

Таблица 5

Критические нагрузки потери устойчивости композитного вала при линейном анализе на собственные значения

Модель вала	Нагрузка, кН·м	δ , %
Модель на основе многослойного оболочечного элемента	63.1	3.1
Модель на основе многослойного твердотельного элемента	64.4	5.1
Модель на основе гомогенного материала	66.1	7.5
Экспериментальные данные	61.12	–

Из полученных результатов видно, что наиболее близкое к экспериментальным данным значение критической нагрузки показала модель на основе многослойного оболочечного конечного элемента, в данном случае погрешность составляет порядка 3%. Наибольшую погрешность, порядка 7.5%, показала модель на основе гомогенного материала.

5.2 Нелинейный анализ потери устойчивости

Нелинейный анализ потери устойчивости состоит из двух шагов. На первом шаге в модель добавляются начальные геометрические несовершенства, а на втором выполняется расчет с помощью нелинейного решателя.

Для создание начальных несовершенств используется первая форма линейной потери устойчивости вала, в предположении, что предельное состояние вала будет соответствовать данной форме. Форма потери устойчивости масштабируется таким образом, чтобы максимальное отклонение от идеальной формы вала составляло 0.1% от диаметра, в рассматриваемом случае это будет 0.25 мм. Отмасштабированная конечно-элементная модель используется как входные данные для выполнения нелинейного расчета.

Основным видом нелинейности при данном расчете является геометрическая нелинейность. Для решения нелинейных задач используется процедура пошагового нагружения при использовании метода Ньютона-Рафсона. Для устойчивости данного метода в задачах нелинейной потери устойчивости необходимо выполнять жесткое нагружение. Одно из концевых сечений вала является неподвижным, а другое на каждом шаге нагружения поворачивается на малую величину и определяется приращение реактивного крутящего момента. По полученным данным строится кривая нагружения в виде зависимости крутящего момента от угла поворота сечения. С помощью кривой нагружения можно определить максимальное значение нагрузки, после которого наступает снижение несущей способности конструкции вала. Такое значение принято считать предельной нагрузкой нелинейной потери устойчивости, а деформированное состояние,

соответствующее этой нагрузке – предельным состоянием.

На рисунке 9 показаны предельные состояния рассматриваемых моделей композитного вала в полях истинных суммарных перемещений. Видно, что для всех моделей наблюдается сходство форм деформирования и значений суммарных перемещений. Для более детального анализа поведения вала на рисунке 10 приведены кривые нагружения. Все кривые демонстрируют схожее поведение, однако можно выделить небольшое снижение жесткости вала из гомогенного материала. В таблице 6 приведены значения предельных нагрузок, полученных по кривым нагружения, а также соответствующие им углы закручивания.

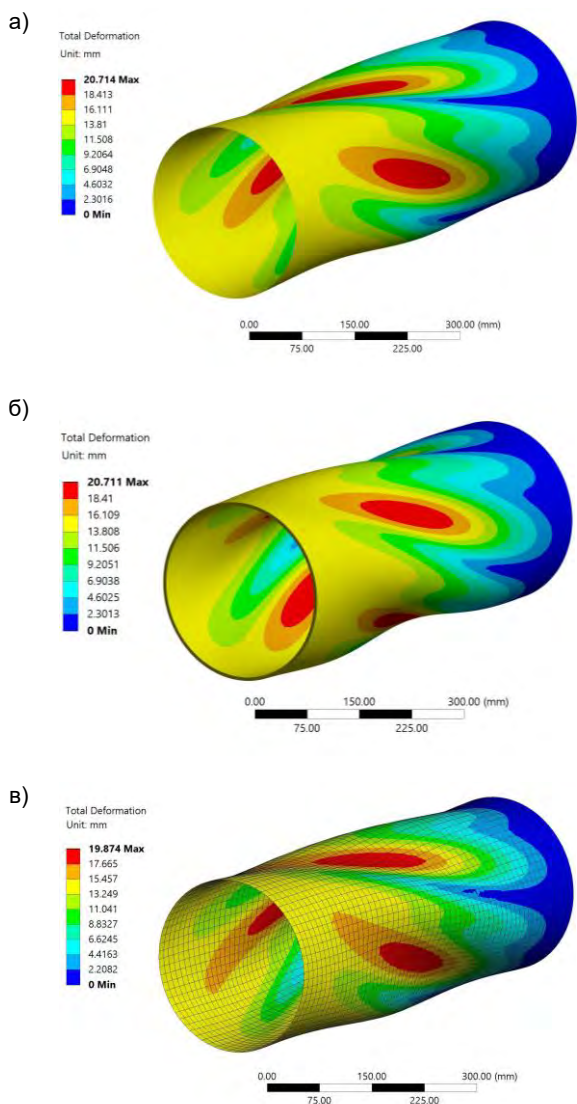


Рис.9 Предельные состояния рассматриваемых моделей композитного вала в полях истинных суммарных перемещений: а) многослойный оболочечный элемент; б) многослойный твердотельный элемент; в) оболочечный элемент с гомогенным материалом

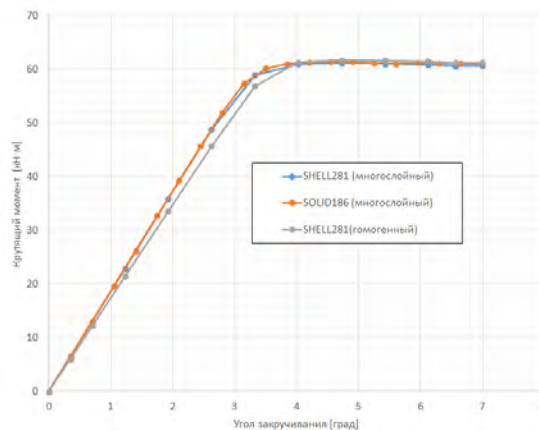


Рис. 10 Кривые нагружения конечно-элементных моделей вала

Таблица 6

Нагрузка потери устойчивости рассматриваемых моделей вала

Модель вала	Линейный анализ, кН·м	Нелинейный анализ, кН·м	Предельный угол закручивания, град
SHELL 281	63.1	61.2	4.725
SOLID 186	64.4	61.5	4.55
SHELL 281 (гомогенный материал)	66.1	61.8	4.725
Экспериментальные данные	61.12	61.12	6.8

Полученные данные при нелинейном анализе показывают, что предельные нагрузки всех рассматриваемых конечно-элементных моделей вала практически совпадают с экспериментальными данными. Однако жесткостные характеристики численного и натурального эксперимента имеют существенные различия. Так, если жесткость всех численных моделей примерно 13 кН·м/град, то жесткость натурной модели порядка 9 кН·м/град, таким образом разница составляет 44%. Как видно натурная модель имеет существенно более низкую жесткость, что может быть связано с несовершенством натурной модели, а также с техникой проведения эксперимента, данные по которому весьма ограничены.

Заключение

В настоящей работе выполнены численные исследования процессов деформирования судовых валов, выполненных из полимерных/композитных материалов, для анализа предельных состояний. Рассмотрено три варианта разработки численных моделей:

- модель композитного вала на основе многослойного оболочечного элемента;
- модель композитного вала на основе многослойного твердотельного элемента;
- модель композитного вала на основе однослойного оболочечного элемента с гомогенным представлением материала.

Для разработки конечно-элементных моделей использовался модуль ANSYS Composite PrepPost, в котором реализованы алгоритмы укладки и выкладки слоев.

В качестве основной нагрузки способной привести к предельному состоянию рассмотрен крутящий момент.

Анализ несущей способности композитного вала выполнен в линейной и нелинейной постановках. При линейном анализе получены собственные значения, соответствующие критическим нагрузкам и формы потери устойчивости. Рассмотрены первые две формы. Данные формы имеют по одной полуволне вдоль вала, а в окружном направлении четыре и три полуволны соответственно для первой и второй формы. Результаты линейного анализа показали, что наиболее близкое к экспериментальным данным значение критической нагрузки имеет модель на основе многослойного оболочечного конечного элемента, где погрешность составляет порядка 3%. Наибольшую погрешность, порядка 7.5%, показала модель на основе гомогенного материала.

При выполнении нелинейного расчета в модель введены начальные геометрические несовершенства на основе первой формы линейной

потери устойчивости. Масштабный коэффициент подбирался таким образом, чтобы максимальное отклонение от идеальной формы вала составляло 0.1% диаметра. В результате нелинейного анализа построены кривые нагружения, характеризующие зависимость крутящего момента от угла поворота сечения, по которым определены предельные нагрузки. Полученные значения предельных нагрузок всех рассматриваемых конечно-элементных моделей вала практически совпадают с экспериментальными данными. Однако жесткостные характеристики численного и натурального эксперимента имеют различия порядка 44%, при этом натурная модель имеет более низкую жесткость. Причины высокой податливости могут быть связаны с несовершенством натурной модели, а также с техникой проведения эксперимента, данные по которому весьма ограничены.

В качестве основной модели, с точки зрения точности и ресурсоемкости, для анализа напряженно-деформированного состояния и предельных состояний тонких композитных валов может быть рекомендована модель на основе многослойного оболочечного конечного элемента.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Composite drive shafts and flexible couplings CLASS PROGRAMME Type approval DNVGL-CP-0093 Edition December 2015 Amended April 2016
2. Barbero, E. J. (2013). Finite Element Analysis of Composite Materials Using ANSYS.
3. www.btcomposites.gr
4. www.ppgfiberglass.com
5. www.huntsman.com/advanced_materials
6. <http://www.centa.info/>
7. Васильев, В.В. Механика конструкций из композиционных материалов [Текст] / В.В. Васильев. - М.: Машиностроение, 1988. - 272 с.

References

1. Composite drive shafts and flexible couplings CLASS PROGRAMME Type approval DNVGL-CP-0093 Edition December 2015 Amended April 2016
2. Barbero, E. J. (2013). Finite Element Analysis of Composite Materials Using ANSYS.
3. www.btcomposites.gr
4. www.ppgfiberglass.com
5. www.huntsman.com/advanced_materials
6. <http://www.centa.info/>
7. Vasil'yev, V.V. Mekhanika konstruksiy iz kompozitsionnykh materialov [Tekst] / V.V. Vasil'yev. - M.: Mashinostroyeniye, 1988. - 272 s.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, 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. in Technology, 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,

Дмитрий Александрович Пономарев, 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. in Technology, 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,

Александр Александрович Родионов, 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.Tech, 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

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ

УДК 629.5.01.017.1

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.047

Совершенствование программного обеспечения для расчетов параметров безопасного мореплавания

О.В. Одегова¹, А.Н. Суслов¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье анализируются требования к бортовым программам для расчетов параметров безопасного мореплавания, а также определяются типы судов, для которых бортовые программы регламентируются Правилами классификационных обществ, что является актуальным в связи с необходимостью для проектантов и судовладельцев оперативного отслеживания изменений, вносимых в Правила. Авторы продолжают обсуждение актуального вопроса динамического мониторинга остойчивости по параметрам, определяемым в режиме реального времени при эксплуатации судна, а также предлагают и обосновывают внесение в Правила некоторых корректировок, обращая внимание на то, что отсутствие приемлемой для разработки математической модели или устаревшей проектной документации ведет к невозможности воссоздания первоначальной модели судна, заложенной проектантом, и, как следствие, к расхождениям в вычислениях с расчетами проектанта. Предлагаемые в данной статье подходы определяют новые направления научных исследований в теории корабля, проектировании и эксплуатации судов.

Ключевые слова: остойчивость, Правила, бортовое ПО, аварийная остойчивость, диаграмма, мониторинг, математическая модель, распределении весовой нагрузки судна порожнем, неравномерность весовой нагрузки.

How to improve an onboard stability and strength calculations in intact and damage mode

Olga V. Odegova¹, Alexander N. Suslov¹¹St.Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article analyzes the requirements for onboard programs for calculating the parameters of safe navigation, and also defines the types of vessels for which onboard programs are regulated by the Rules of Classification Societies, which is relevant due to the need for designers and shipowners to promptly track changes to the Rules. The authors continue to discuss the topical issue of dynamic stability monitoring by parameters determined in real time during ship operation, and also propose and justify the introduction of some adjustments into the Rules, drawing attention to the fact that the absence of an acceptable mathematical model or outdated design documentation leads to the impossibility reconstruction of the original ship model laid down by the designer, and, as a result, to deviations with the designer's calculations. Authors approaches define the new direction for research investigation in a theory of the vessel design and safety exploitation.

Key words: stability, Rules, on-board software, damage stability, stability diagram, monitoring, mathematical model, light weight distribution, loading irregularity.

В области программного обеспечения, устанавливаемого на борту судна и служащего для формирования плана перевозки и выполнения расчетов по безопасности мореплавания, за последние годы произошли значительные изменения. Эти изменения связаны с улучшениями пользовательского интерфейса, внедрением возможностей использования удаленного доступа, а также появлением новых требований к наличию на борту программ, позволяющих проводить оценку аварийной остойчивости по утвержденным критериям. Классификационные общества с каждым годом уделяют все большее внимание вопросам сертификации и верификации программного обеспечения (далее ПО), поэтому уровень требований к расчетам остойчивости, аварийной остойчивости и прочности на бортовых компьютерах постоянно меняется, и судовладельцам необходимо динамично отслеживать подобные изменения

Увеличивающаяся производительность компьютерной техники и новые технологии диктуют использование современных программно-аппаратных комплексов на борту судна. В состав программного обеспечения могут входить программы, обслуживающие интегрированные системы

автоматики судна и различные датчики, навигационные комплексы, расчеты количества груза, принимаемого на борт, комплексы контроля приема и расхода топлива, программы расчетов безопасных режимов мореплавания и многое другое.

Предлагаемые в данной статье подходы имеют своей целью уточнение имеющихся представлений о необходимости наличия на борту современных судов специализированного ПО и автоматизированных комплексов и их освидетельствования классификационными обществами.

1. Обзор требований Правил для бортового ПО

Некоторые из вариантов бортового ПО требуют одобрения классификационных обществ, так как являются важными источниками информации для принятия решений, влияющих на безопасность судна, другие представляют из себя вспомогательные модули, которые используются для повышения точности и снижения трудоемкости необходимых ежедневных расчетов, выполняемых в ходе рейса для его обслуживания.

Правила Классификационных обществ, в том числе Морского Регистра (далее Правила) в части, касающейся требований к бортовым программам для

расчетов остойчивости, аварийной остойчивости и прочности гармонизированы с положениями международных документов, наиболее значащие из которых (с точки зрения влияния на развитие этих требований) перечислены ниже:

- Требования международной морской организация (ИМО);
- Требования международной Ассоциаций классификационных обществ (IACS);
- Требования международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (MARPOL-73/78);
- Требования международной конвенция по охране человеческой жизни на море (SOLAS-74)
- Международный кодекс постройки и оборудования судов, перевозящих опасные химические грузы наливом (IDC code);
- Международный кодекс постройки и оборудования судов, перевозящих сжиженные газы наливом (IGC code).

Правила, как и международные документы, содержат требования о наличии на борту программ контроля остойчивости и аварийной остойчивости для судов определенных типов. Соответствующее ПО может быть также определено, как «прибор контроля остойчивости».

Согласно международным требованиям, отраженным в Правилах, суда следующих типов должны быть снабжены одобренным прибором контроля остойчивости, позволяющим осуществлять оценку соответствия применимым требованиям по остойчивости неповрежденного судна и аварийной остойчивости:

- нефтеналивные суда (по пункту 3.4.6 [2]);
- навалочные суда длиной более 150 метров (по пункту 3.2.7 [2]);
- химовозы (по пункту 1.2 [5]);
- суда для перевозки сжиженных газов наливом (по пункту 1.4 [6]);
- пассажирские суда длиной более 120 метров или имеющие три и более главные вертикальные зоны (по пункту 2.7.5.1 [3]).

С учетом пункта 4.1.4. [8] готовятся также поправки к Правилам, согласно которым все суда, выполняющие операции по подъему якорей, должны будут иметь ПО, позволяющее планировать проведение таких операций и проверять остойчивость на соответствие применимым требованиям. Бортовое программное обеспечение может являться и прибором контроля прочности, который также регламентируется Правилами и международными документами. ПО расчета прочности приравнивается к особому оборудованию на борту судна, используемого для выполнения расчетов, применимых только для судна, на которое оно одобрено. Относительно контроля прочности следует отметить, что пункт 1.4.9.5 [1] определяет необходимость наличия на борту прибора контроля загрузки, с помощью которого можно оценить изгибающие моменты и перерезывающие силы на тихой воде, а также скручивающие и поперечные нагрузки при любом состоянии загрузки судна и подтвердить превышения допускаемых значений согласно Приложению 2 и пункту 1.4.9 [1]. Применительно к обеспечению средствами контроля

прочности при загрузке суда подразделяются на категории I и II. (1.4.9.2 [1]).

К судам категории I относятся:

- суда с широким раскрытием палубы, для которых должны учитываться суммарные напряжения от вертикального и горизонтального изгиба корпуса, а также от скручивающих и поперечных нагрузок;
- суда, на которых возможна неравномерная загрузка, т.е. груз и/или балласт могут быть распределены неравномерно;
- химовозы и газовозы.

К судам категории II относятся:

- суда, общее расположение которых допускает лишь незначительные изменения в распределении груза и балласта;
- суда, эксплуатирующиеся на определенных и регулярных грузовых линиях, для которых Инструкция по загрузке дает всю необходимую информацию;
- суда, составляющие исключение из категории I, в том числе суда длиной менее 120 м, при проектировании которых учитывается неравномерность распределения груза или балласта.

Все суда категории I длиной 100 метров и более должны быть снабжены одобренным Регистром прибором контроля загрузки.

Как показано выше, наличие на борту программного обеспечения расчета остойчивости, аварийной остойчивости и прочности является для некоторых судов обязательным по требованиям Правил. Для остальных типов судов решение применять или нет указанное бортовое программное обеспечение остается на усмотрение судовладельца. Однако, следует отметить, что в пункте 1.4.12 [2] указывается, что, если для определения посадки и остойчивости на судне применяются компьютерные программы, то они должны быть одобрены Регистром в соответствии с требованиями раздела 12 части II «Техническая документация» [3] и порядок использования должен оговариваться в руководстве пользователя указанного ПО. Руководство должно быть составлено на языке пользователя и переведено на английский язык. При этом в Руководстве должно указываться, что исправность прибора контроля остойчивости перед его использованием контролируется судовым персоналом. Наличие на судне одобренного программного обеспечения для контроля остойчивости и посадки судна не является основанием для исключения какого-либо раздела Информации об остойчивости, которая должна присутствовать на судне и иметь одобрение Класса.

В соответствии с пунктом 12.2.6 [3] в зависимости от применимых к судну требований по остойчивости допускается использование четырех типов ПО для расчетов остойчивости.

Тип 1. ПО, осуществляющее расчеты только остойчивости неповрежденного судна.

Тип 2. ПО, осуществляющее расчеты остойчивости неповрежденного судна. При этом проверка соответствия требованиям по аварийной остойчивости производится на основании диаграммы контроля остойчивости, или осуществляется проверка всех применимых требований по остойчивости (в неповрежденном состоянии и аварийной остойчивости) на основании диаграммы

контроля остойчивости. Правила уже долгие годы содержат положения об обязательном включении в проектную документацию по остойчивости предельной кривой KG/GM, позволяющей оценить выполнение всех применимых к судну требований к остойчивости, в том числе аварийных критериев.

Тип 3. ПО, осуществляющее расчеты остойчивости неповрежденного судна и аварийной остойчивости для каждого случая загрузки с использованием набора запрограммированных случаев повреждений, определенных с учетом применимых требований и включающее набор запрограммированных случаев повреждения.

Проверка аварийной остойчивости для каждого текущего случая загрузки выполняется в этом случае в автоматизированном режиме. Дополнительным требованием к расчетам аварийной остойчивости является возможность расчета промежуточных стадий затопления. Имеется в виду, что при наступлении аварийного случая опасность может представлять не только финальное состояние затопленного судна, но и некоторые промежуточные стадии, что определяет необходимость этой проверки. Число промежуточных стадий при расчете Правилами не определено.

ПО типа 3 необходимо на борту наливных судов.

Тип 4. ПО, осуществляющее расчет аварийной остойчивости на основании текущей загрузки судна и случае затопления с использованием повреждений, определенных пользователем, для получения эксплуатационной информации для безопасного возвращения в порт.

Такое ПО необходимо для пассажирских судов длиной более 120 метров и имеющих три и более главных вертикальных переборки.

Расчеты аварийной остойчивости ПО типа 3 и 4 должны быть основаны на модели корпуса, полученной из полной трехмерной геометрической модели судна. Для них в программу должна быть загружена детальная модель всего корпуса, включающая выступающие части, отсеки, цистерны и части надстройки, учтенные при расчетах аварийной остойчивости судна, площадь парусности, отверстия, через которые возможно заливание, устройства перетока, соединения отсеков и пути эвакуации, смотря что применимо, и в соответствии с типом ПО.

Следует добавить, что для нефтеналивных судов дедеветом 5000 т и более согласно правилу 37.4 [7] и пункту ... имеются требования о наличии на борту организованных и отлаженных условий для быстрого доступа к признанной соответствующей Правилам компьютеризированной береговой службе, осуществляющей оперативную оценку аварийной остойчивости и остаточной конструктивной прочности. Для пассажирских судов от береговой службы требуется дополнительно (по пункту 2.7.5.2 [3]) обеспечить (на базе выполненных расчетов) капитана судна информацией по безопасному возвращению в порт после затопления.

Из сказанного выше становится ясно, что наличие на борту ПО расчетов остойчивости, аварийной остойчивости и прочности пока определяется Правилами не для всех типов судов, однако, на практике, прослеживается четкая тенденция к увеличению объемов оснащения судов современными средствами расчетов, помогающими капитанам оперативно решать вопросы загрузки и

эксплуатации судна. Это, в свою очередь, способствует развитию Правил в части, касающейся указанного вопроса. Примером может служить давно назревшая необходимость оснащения рыбопромысловых судов, судов вспомогательного флота, а также судов, осуществляющих различные грузоподъемные операции, средством контроля динамической остойчивости, которую нужно контролировать постоянно при эксплуатации таких судов. Существует печальная статистика опрокидывания рыбопромысловых судов из-за обледенения, попытки приемы улова в ненадлежащих погодных условиях.

2. Динамический мониторинг остойчивости

В основе расчета динамической остойчивости лежит оценка состояния судна по параметрам, определяемым в режиме реального времени: периодов угловых и линейных вертикальных перемещений судна, устойчивого повышения средних арифметических значений абсолютных максимумов угла рыскания, текущих параметров диаграммы статической (динамической) остойчивости [10].

При оценке различных вариантов загрузки судна до выхода в рейс критерии остойчивости, которые определены Правилами, могут соответствовать заданным пределам, однако, с учетом реальных условий эксплуатации (например, меняющееся положение ЦТ, качка, заливаемость на волнении) динамическая остойчивость имеет шанс оказаться неудовлетворительной, что приводит к крайне негативным последствиям при эксплуатации судна. В связи с этим для таких судов может быть рекомендована установка системы автоматизированного мониторинга прочности и текущей динамической остойчивости судна с введением соответствующих знаков в символ класса.

Многие судовладельцы оценили возможность иметь на бортовом компьютере автоматизированный программный комплекс расчета остойчивости, аварийной остойчивости и прочности судна, вне зависимости от того, является ли это обязательным для данного типа судна согласно Правилам. При оборудовании судов приобретаются компьютеры и специализированное ПО. Такое ПО оптимально, если оно имеет возможность работать как в автономном режиме (для составления плана перевозки), так и совместно с датчиками осадки, уровня заполнения танков и цистерн, осадки, угловых ускорений и проч. в режиме On-line [9]. При этом информация с датчиков автоматически поступает в программу расчета остойчивости текущего состояния судна. Дополнительным преимуществом является возможность производить расчет в информационном поле, которое используют и датчики уровня, что исключает ошибки при расчете нагрузки судна.

3. Точность математических моделей

Следует упомянуть о проблеме точности математических моделей, используемых при проектировании судна и при разработке бортовых ПО для расчета остойчивости, аварийной остойчивости и прочности. Проблема может возникать из-за того, что крайне часто используемые модели являются разными. Например, при

моделировании судовой поверхности могут использоваться как линейные каркасные модели, так и точные поверхностные (или твердотельные) модели, используемые в дальнейшем при рабочем проектировании судна. В связи с отсутствием стандартов по передаче информации о геометрии помещений моделирование разработчикам ПО часто приходится проводить, работая с отдельными чертежами общего расположения, что при наличии сложных по геометрии помещений приводит к погрешности. Особенно это касается случаев, когда программное обеспечение разрабатывается заново для судов, имеющих некоторый срок эксплуатации, в том числе приобретенных судовладельцем на рынке вторичных продаж. Отсутствие приемлемой для разработки математической модели или устаревшей проектной документации ведет к невозможности воссоздания первоначальной модели судна, заложённой проектантом, и, как следствие, к расхождению в вычислениях с расчетами проектанта.

В современных Правилах отсутствуют, например, требования о наличии документа по распределению сил веса порожнем в составе поставляемой на судно проектной документации, но для разработки ПО эти данные требуются. Поэтому при создании бортового ПО их приходится воссоздавать. Отсутствие в Правилах требований в проектных документах по учету неравномерности весовой нагрузки по длине в пределах отсека, а также требований по расчету перерезывающих сил и моментов по всей длине судна (а не по длине между перпендикулярами) также может привести к погрешности расчетов в бортовых ПО.

Отдельно следует обратить внимание на ситуации, когда в проектной документации рассмотрены случаи загрузки судна с контролируемыми параметрами, близкими по Правилам к предельным. В таких случаях теоретическое удовлетворение требованиям Правил присутствует в проектной документации, но с другой стороны, при расчете реальной загрузки судна по бортовому ПО может присутствовать также погрешность расчетов, которая допускается Правилами. Это порождает в эксплуатации странные

ситуации. Например, для случая полной загрузки судна в судовой документации действующие значения изгибающего момента составляют 99% от допускаемых. Но допускаемая по Правилам погрешность расчета изгибающего момента составляет 5%. При получении величины изгибающего момента в 104% от допускаемого значения на бортовом ПО судно не выпускает в рейс портовые власти, хотя все расчеты являются одобренными и находятся в допустимых пределах. В связи с этим авторы считают целесообразным обсуждение внесения в Правила следующих поправок:

- наряду с обязательными документами о судне Проектант должен передавать в Регистр информацию о геометрической модели судна и помещений в электронном виде;
- данные о распределении весовой нагрузки судна порожнем должны входить в состав проектной документации передаваемой для одобрения;
- расчеты по общей прочности необходимо проводить по максимальной длине судна;
- при представлении расчетов общей прочности Проектант должен указать метод, по которому был произведен учет неравномерности весовой нагрузки по длине в пределах загружаемых отсеков;
- предельными значениями контролируемых параметров остойчивости и общей прочности для рассматриваемых случаев загрузки судна должны выступать значения, уменьшенных на допустимую погрешность этих параметров для бортового ПО.

Заключение

Список типов судов, для которых наличие на борту ПО для расчета остойчивости, аварийной остойчивости и прочности является обязательным или рекомендованным, постоянно пополняется и в перспективе все суда будут оснащаться указанным ПО в обязательном порядке, что предполагает усиление внимания со стороны судовладельцев к требованиям классификационных обществ, относящихся к рассмотренным вопросам.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. РМРС, 2020
2. Правила классификации и постройки морских судов. Часть IV. Остойчивость. РМРС, 2020
3. Правила классификации и постройки морских судов. Часть V. Деление на отсеки. РМРС, 2020
4. Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов. РМРС, 2020
5. Правила классификации и постройки химовозов Часть IV Остойчивость, деление на отсеки и надводный борт. РМРС, 2018
6. Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Правила классификации и постройки судов для перевозки сжатого природного газа Часть III Остойчивость. Деление на отсеки. Надводный борт. Санкт-Петербург 2020
7. <http://docs.cntd.ru/document/499014769>
8. <http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Maritime-Safety-Committee-%28MSC%29/Documents/MSC.415%2897%29.pdf>
9. М.А. Кутейников, В.С. Одегов. Приборы контроля остойчивости. Современные требования// Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. - 2016. - № 42/43. - С. 64-69

10. Суслов А.Н. Одегова О.В., Сунь Тяньши О подходах к созданию системы автоматизированного мониторинга остойчивости судна «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» номер 1(47) том 3 стр. 72-74

References

1. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Chast II. Korpus. RMRS, 2020.
2. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Chast' IV. Ostoychivost'. RMRS, 2020
3. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Chast' V. Deleniye na otseki. RMRS, 2020
4. Pravila tekhnicheskogo nablyudeniya za postroykoy sudov i izgotovleniyem materialov i izdeliy dlya sudov RMRS, 2020
5. Pravila klassifikatsii i postroyki khimovozov Chast' IV Ostoychivost', deleniye na otseki i nadvodnyy bort. RMRS, 2018
6. Pravila klassifikatsii i postroyki sudov dlya perevozki szhizhennykh gazov nalivom. Pravila klassifikatsii i postroyki sudov dlya perevozki szhatogo prirodnoy gaza Chast' III Ostoychivost'. Deleniye na otseki. Nadvodnyy bort. RMRS, 2020
7. <http://docs.cntd.ru/document/499014769>
8. <http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Maritime-Safety-Committee-%28MSC%29/Documents/MSC.415%2897%29.pdf>
9. М.А. Кутейников, В.С. Одегов. Приборы контроля остойчивости. Современныe требования// Научно-технический сборник Росийского морского регистра судоходства. - 2016. - № 42/43. - С. 64-69 10.
10. Suslov A.N. Odegova O.V., Sun' Tyan'shi O podkhodakh k sozdaniyu sistemy avtomatizirovannogo monitoringa ostoychivosti sudna «MORSKIYE INTELEKTUAL'NYE TEKHNOLIGII» nomer 1(47) tom 3 str. 72-74

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Александр Николаевич Сулов, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры проектирования судов, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Alexander N. Suslov Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru,

Ольга Витальевна Одегова, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: osah@mail.ru

Olga V. Odegova, Ph.D. (Eng), Docent, Docent of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: osah@mail.ru

УДК: 629.5.01

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.048

Уравнение вместимости буксира для Республики Мьянма

Т.А. Апалько¹, Най Мьо Хлаинг¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье рассматривается метод составления уравнения вместимости для перспективного буксира для Республики Мьянма, который может быть использован для определения основных размерений судна с учетом размеров в основном корпусе наиболее значимых объемов: машинного отделения и других помещений судна, находящихся в носовой и кормовой оконечностях. Предложенная форма уравнения вместимости содержит понятие «требуемые объемы», под которыми понимаются объемы основных помещений в корпусе судна, выраженные в функции их назначения и длины судна. Часть компонентов различных форм уравнений и неравенств вместимости основана на статистических исследованиях, приведших к получению эмпирических формул. Статистика основана на характеристиках современных буксиров длиной от 14 м до 40 м из разных стран. Базой приведенных уравнений и неравенств вместимости является обобщенный эскиз общего расположения буксир. Рассматриваются формы балансов объемов, площадей и габаритов. Результаты, приведенные в статье, могут применяться как на начальных стадиях проектирования буксира, так и использоваться в составе математической модели для оптимизации основных кораблестроительных элементов буксиров.

Ключевые слова: проектирование, вместимость, исследование, статистика, математическая модель.

Tug capacity equation for the Republic of Myanmar

Tatyana A. Apalko¹, Nay Myo Hlaing¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article deals with the method of drawing up the capacity equation for a promising tug for the Republic of Myanmar. Which can be used to determine the main dimensions of the ship, taking into account the placement in the main body of the most significant volumes: the engine room and other rooms of the ship located in the bow and stern ends. The proposed form of the capacity equation contains the concept of "required volumes", which refers to the volumes of the main rooms in the ship's hull, expressed as a function of their purpose and length of the ship. Some of the components of various forms of equations and capacity inequalities are based on statistical data research that led to empirical formulas. Statistics are based on the characteristics of modern tugs from 14 m to 40 m long from different countries. The basis of the above equations and capacity inequalities is a generalized sketch of the General location of the tug. The forms of volume, area, and size balances are considered. The results presented in the article can be applied both at the initial stages of designing a tugboat, and used as part of a mathematical model to optimize the main shipbuilding elements of tugs.

Key words: design, capacity, research, statistics, mathematical model.

Введение

Одной из важнейших задач при создании проекта судна является разработка его компоновки, которая фиксируется в чертежах расположения. Компоновка корабля в наибольшей степени влияет на его эффективность и выполнение функциональных требований к проекту.

Особенно затруднительно решение компоновочных задач на начальных стадиях проектирования, когда отсутствует необходимая информация по судну. В то же время определение главных размерений корабля невозможно без учета требований, накладываемых общим расположением. Поэтому на начальных стадиях проектирования проблемы компоновки сводят к проблемам вместимости, т. е. балансам (или дисбалансам в случае неравенств) располагаемых и требуемых объемов, площадей, линейных размеров:

$$W_p = \sum_i W_{Ti} \quad (1)$$

$$S_p = \sum_i S_{Ti} \quad (2)$$

$$L_p = \sum_i L_{Ti} \quad (3)$$

где W_p , S_p , L_p – соответственно располагаемые объемы, площади и габариты; W_{Ti} , S_{Ti} , L_{Ti} -- соответственно требуемые для i -го элемента общего расположения объем, площадь и габарит.

1. Составление уравнения вместимости буксира

Буксирные суда составляют значительную часть вспомогательного флота. Их компоновка не имеет доминирующего помещения в виде грузовых трюмов или танков, как это имеет место, на транспортных судах, поэтому для буксира применение уравнение вместимости в форме Ногида-Толоцкого [1] нецелесообразно.

Для этих судов возможно применение уравнения вместимости по объемам в форме В.Л. Поздьюнина [2]. Идея этой формы уравнения может быть применена также к балансу площадей и габаритов.

Предполагается, что главные размерения буксира и коэффициенты формы являются оптимизируемыми переменными в математической модели проектирования.

Число помещений буксира невелико, что упрощает структуру уравнений вместимости. Исследование компоновок буксиров, которые могут стать основой буксирного флота Республики Мьянма, привело к созданию стандартной компоновки, которая, в дальнейшем, может параметризоваться в ходе оптимизации главных размерений судна в составе барже-буксирных комплексов (рис. 1)

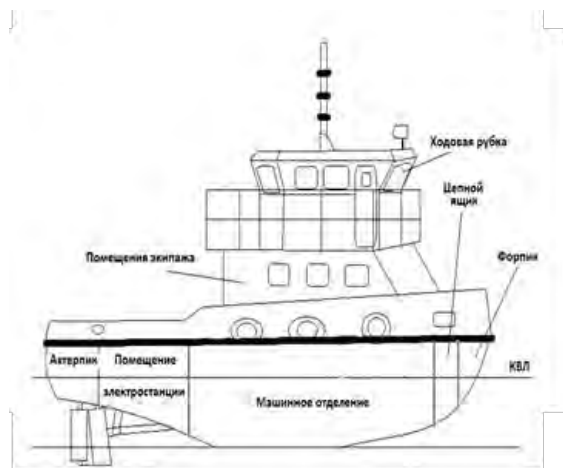


Рис. 1. Схема общего расположения буксира для Республики Мьянма

Перечень помещений буксира, входящих в уравнения вместимости, показаны на рис. 1.

Баланс вместимости буксира в объемах для задачи оптимизации будет иметь вид:

$$W_{K \text{ РАСП}} \geq W_{K \text{ ТР}} \quad (4)$$

$$W_{\text{НАД РАСП}} \geq W_{\text{НАД ТР}} \quad (5)$$

$$W_{\text{Р РАСП}} \geq W_{\text{Р ТР}}, \quad (6)$$

где $W_{K \text{ РАСП}}$ – располагаемый объем в корпусе; $W_{K \text{ ТР}}$ – требуемый объем в корпусе; $W_{\text{НАД РАСП}}$ – располагаемый объем в надстройке; $W_{\text{НАД ТР}}$ – требуемый объем в надстройке;

$W_{\text{Р РАСП}}$ – располагаемый объем в рубке.

Располагаемый объем в корпусе определяется по соотношению [3]:

$$W_{K \text{ РАСП}} = \delta \cdot L \cdot B \cdot T \cdot (H/T)^{\alpha/\delta} \quad (7)$$

где δ – коэффициент общей полноты; α – коэффициент полноты КВЛ; L – длина буксира по КВЛ; B – ширина буксира по КВЛ на миделе; T – осадка для полного водоизмещения; H – высота борта на миделе.

Требуемый объем в корпусе определяется суммой:

$$W_{K \text{ ТР}} = W_{\text{Ф ТР}} + W_{\text{ЦЯ ТР}} + W_{\text{МО ТР}} + W_{\text{ЭЛ ТР}} + W_{\text{АХТ ТР}} \quad (8)$$

где $W_{\text{Ф ТР}}$ – требуемый объем форпика; $W_{\text{ЦЯ ТР}}$ – требуемый объем цепного ящика; $W_{\text{МО ТР}}$ – требуемый объем машинного отделения; $W_{\text{ЭЛ ТР}}$ – требуемый объем судовой электростанции; $W_{\text{АХТ ТР}}$ – требуемый объем ахтерпика.

Требуемые объемы определяются по результатам статистических исследований и рассматриваются ниже.

В математической модели проектирования буксира при выбранной схеме общего расположения возникают дополнительные ограничения, связанные с необходимостью сохранения топологии буксира:

$$W_{\text{НАД РАСП}} = L_{\text{НАД ТР}} \cdot (0,96 \cdot B) \cdot 2,1 \quad (9)$$

где $L_{\text{НАД ТР}}$ – требуемая длина надстройки, определяемая по результатам статистического исследования; 0,96 – коэффициент, учитывающий проходы по верхней палубе, 2,1 – высота яруса надстройки в свету, м.

$$W_{\text{Р}} = L_{\text{РУБ ТР}} \cdot (0,92 \cdot B) \cdot 2,1 \quad (10)$$

где $L_{\text{РУБ ТР}}$ – требуемая длина рубки, определяемая по результатам статистического исследования; 0,92 – коэффициент, учитывающий проходы по палубе надстройки.

Баланс вместимости буксира в площадях для задачи оптимизации будет иметь вид:

$$S_{\text{РП}} = S_{\text{ПАЛ}} - (S_{\text{Ф ТР}} + S_{\text{ЦЯ ТР}} + S_{\text{НАД ТР}}) \quad (11)$$

$$S_{\text{Р}} \geq S_{\text{Р ТР}} \quad (12)$$

$$S_{\text{РП}} \geq S_{\text{Р РП}} \quad (13)$$

где $S_{\text{ПАЛ}} = \alpha \cdot L \cdot B$ – общая располагаемая площадь верхней палубы; $S_{\text{Ф}} + S_{\text{ЦЯ}}$ – общая требуемая площадь палубы над форпиком и цепным ящиком, определяемая статистически; $S_{\text{НАД ТР}} = L_{\text{НАД ТР}} \cdot (0,96 \cdot B)$ – требуемая площадь палубы под надстройкой; $S_{\text{РП}}$ – фактическая площадь палубы под рабочей площадкой; $S_{\text{Р}} = L_{\text{РУБ ТР}} \cdot (0,92 \cdot B)$ – располагаемая площадь рубки; $S_{\text{Р ТР}}$ – требуемая площадь рубки, определяемая статистически.

Баланс вместимости буксира в габаритах для задачи оптимизации будет иметь вид:

$$L \geq L_{\text{Ф ТР}} + L_{\text{ЦЯ ТР}} + L_{\text{МО ТР}} + L_{\text{ЭЛ ТР}} + L_{\text{АХТ ТР}} \quad (14)$$

$$L_{\text{РП ТР}} \geq L - (L_{\text{Ф ТР}} + L_{\text{ЦЯ ТР}} + L_{\text{НАД ТР}}) \quad (15)$$

где L – длина буксира по КВЛ; $L_{\text{Ф ТР}}$ – требуемая длина форпика; $L_{\text{ЦЯ ТР}}$ – требуемая длина цепного ящика; $L_{\text{МО ТР}}$ – требуемая длина машинного отделения; $L_{\text{ЭЛ ТР}}$ – требуемая длина помещения судовой электростанции; $L_{\text{АХТ ТР}}$ – требуемая длина ахтерпика; $L_{\text{НАД ТР}}$ – требуемая длина надстройки; $L_{\text{РП ТР}}$ – требуемая длина рабочей площадки.

Требуемые габариты получаются путем статистических исследований.

Кроме того, должны быть выполнены дополнительное условие, обеспечивающие топологическую целостность структуры общего расположения:

$$L_{\text{НАД ТР}} \geq L_{\text{Р ТР}} \quad (16)$$

2. Определение требуемых объемов, площадей и габаритов элементов расположения буксира

Для составления уравнения вместимости, рассмотренного выше, были проведены статистические исследования. Результаты, которых представлены в виде графиков и регрессионных уравнений.

Для уравнения вместимости в форме баланса объемов представлены графики:

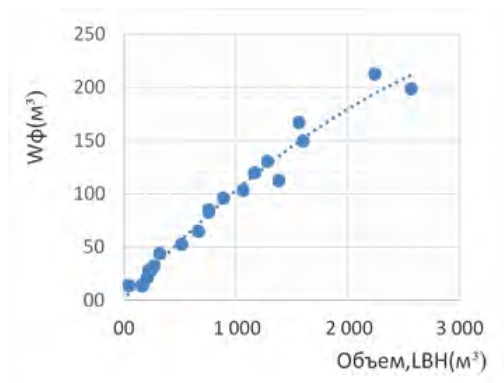


Рис. 1. Зависимость объем форпика буксира от кубического модуля

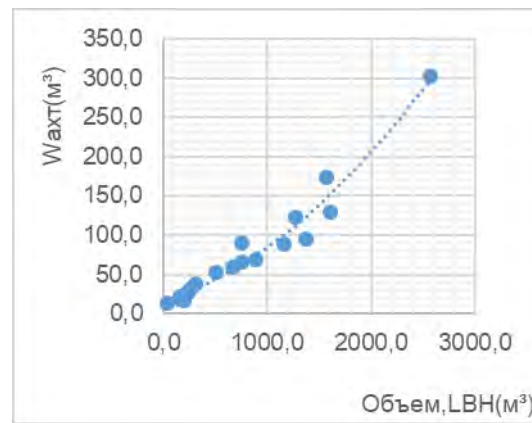


Рис. 5. Зависимость объема электростанции буксира от кубического модуля

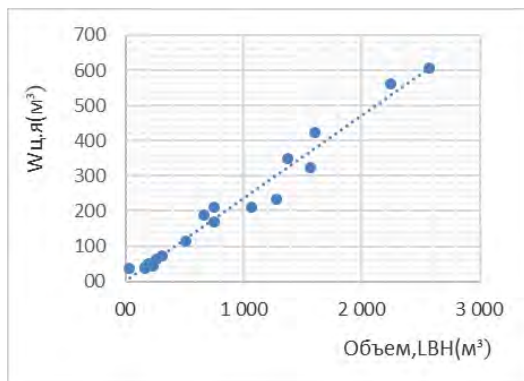


Рис. 2. Зависимость объема цепного ящика буксира от кубического модуля

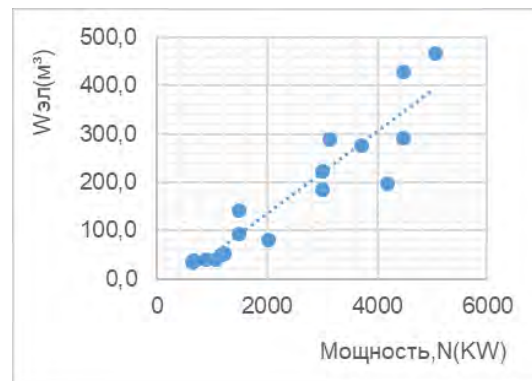


Рис. 6 Зависимость объема электростанции буксира от мощности ЭУ

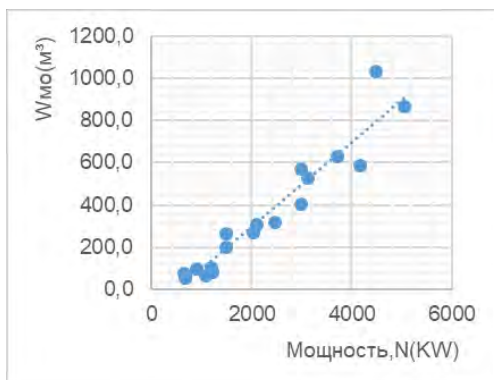


Рис. 3. Зависимость объема машинного отделения буксира от мощности ЭУ

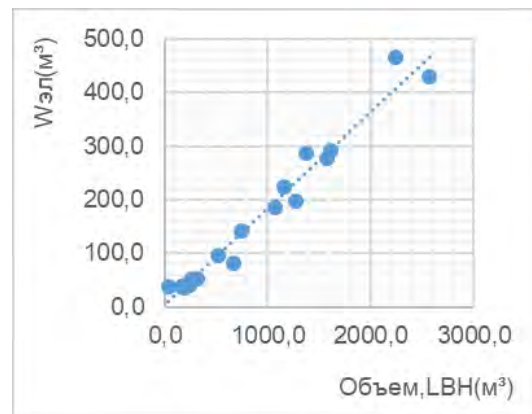


Рис. 7. Зависимость объема ахтерпика буксира от кубического модуля

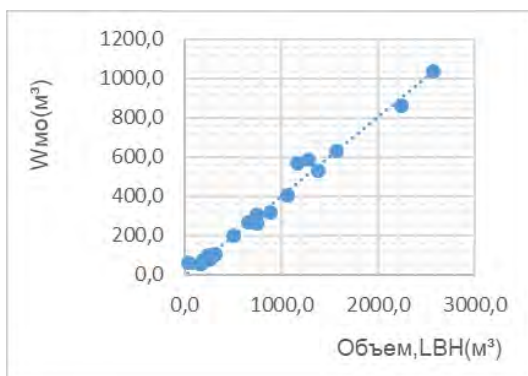


Рис. 4. Зависимость объема машинного отделения буксира от мощности ЭУ

Регрессионные формулы

$W_{ФТР} = -0,00001 \cdot (L \cdot B \cdot H)^2 + 0,1145 \cdot (L \cdot B \cdot H) + 1,512, \text{ м}^3$ (17)
 коэффициент корреляции (17) равен 0,978.

$W_{ЦЯТР} = 0,2352 \cdot (L \cdot B \cdot H) + 1,8735, \text{ м}^3$ (18)
 коэффициент корреляции (18) равен 0,974.

$W_{МОТР} = 0,4037 \cdot (L \cdot B \cdot H) - 3,0545, \text{ м}^3$ (19)
 коэффициент корреляции (19) равен 0,984.

$W_{ЭЛТР} = 0,1806 \cdot (L \cdot B \cdot H) + 2,6961, \text{ м}^3$ (20)
 коэффициент корреляции (20) равен 0,969.

$W_{АХТТР} = 0,00003 \cdot (L \cdot B \cdot H)^2 + 0,0423 \cdot (L \cdot B \cdot H) + 16,406, \text{ м}^3$ (21)
 коэффициент корреляции (21) равен 0,963.

Ниже представлены графики для баланса вместимости в форме площадей

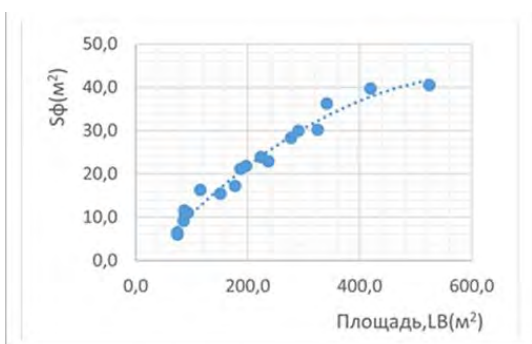


Рис. 8. Зависимость площадь палубы форрика буксира от площади КВЛ

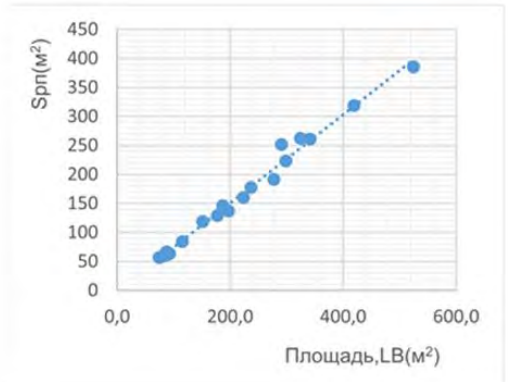


Рис. 11. Зависимость площади рабочей площадки буксира от площади КВЛ

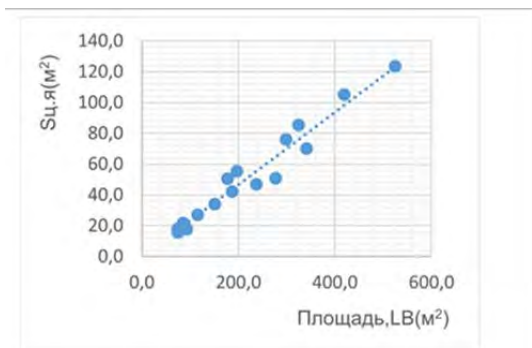


Рис. 9. Зависимость площади палубы цепного ящика буксира от площади КВЛ

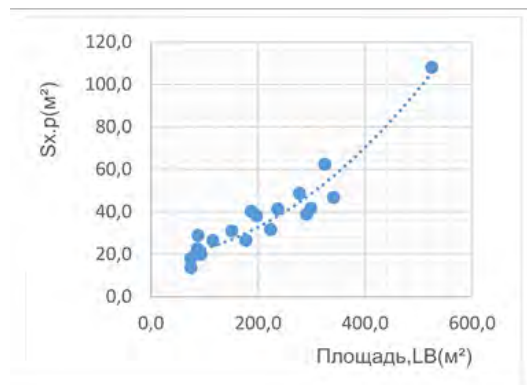


Рис. 12. Зависимость площади ходовой рубки буксира от площади КВЛ

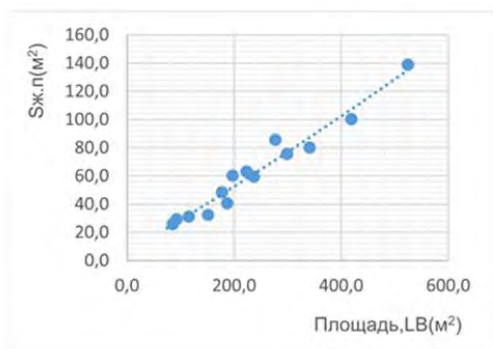


Рис. 10. Зависимость площади надстройки буксира от площади КВЛ

Регрессионные формулы

$S_{ф\ TP} = -0,0001 \cdot (L \cdot B)^2 + 0,1428 \cdot (L \cdot B) - 2,2742, \text{ м}^2$ (22)
 коэффициент корреляции (21) равен 0,975.

$S_{ц\ я\ TP} = 0,2249 \cdot (L \cdot B)^{1,0068}, \text{ м}^2$ (23)

$S_{ж\ п\ TP} = 0,00004 \cdot (L \cdot B)^2 + 0,242 \cdot (L \cdot B) + 5,9757, \text{ м}^2$ (24)
 коэффициент корреляции (24) равен 0,956.

$S_{х\ р\ TP} = 0,0003 \cdot (L \cdot B)^2 + 0,0147 \cdot (L \cdot B) + 18,285, \text{ м}^2$ (25)

коэффициент корреляции (25) равен 0,923.

$S_{р\ п\ TP} = 0,7614 \cdot (L \cdot B) - 1,5672, \text{ м}^2$ (26)

коэффициент корреляции (26) равен 0,989.

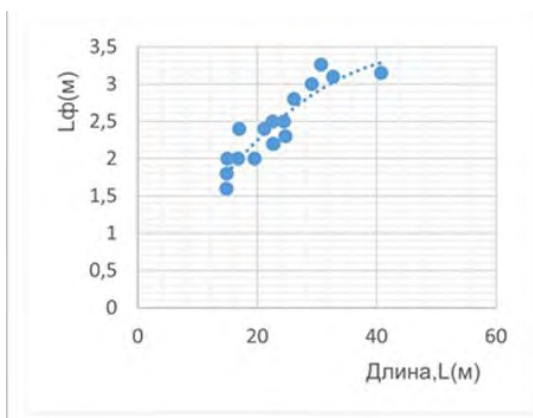


Рис. 13. Зависимость длина форпика буксира от длины по КВЛ

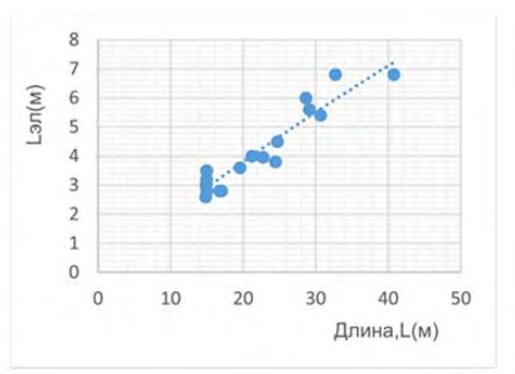


Рис. 16. Зависимость длина электростанции буксира от длины КВЛ

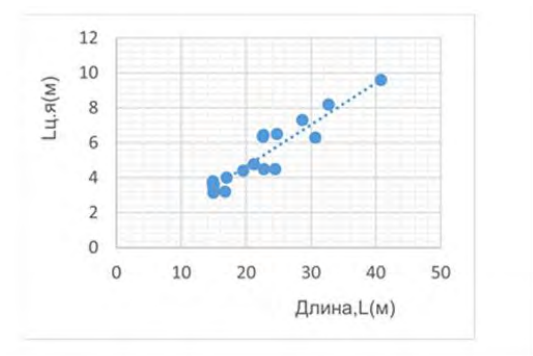


Рис. 14. Зависимость длины цеп ящика буксира от длины по КВЛ

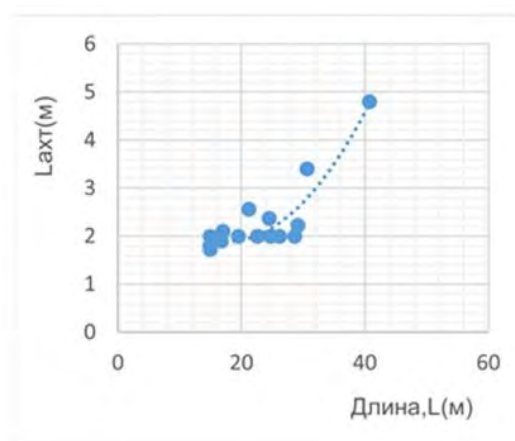


Рис. 17. Зависимость длины ахтерпика буксира от длины по КВЛ

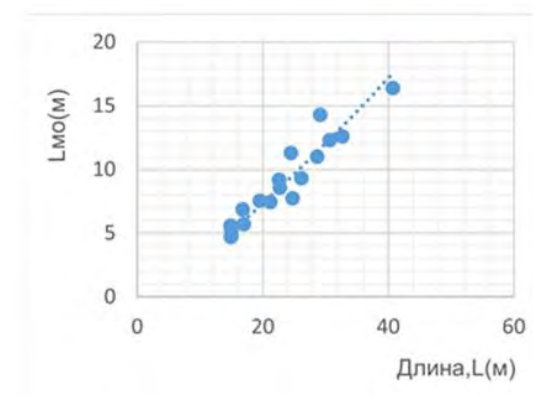


Рис. 15. Зависимость длины машинного отделения буксира от длины по КВЛ

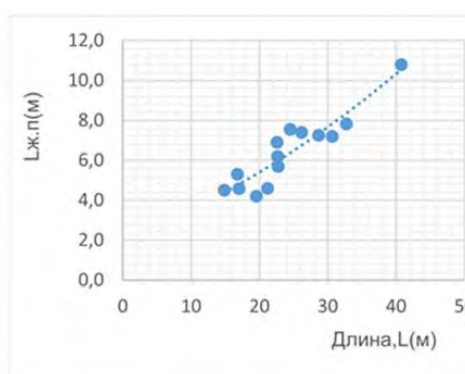


Рис. 18. Зависимость длины надстройки буксира от длины по КВЛ

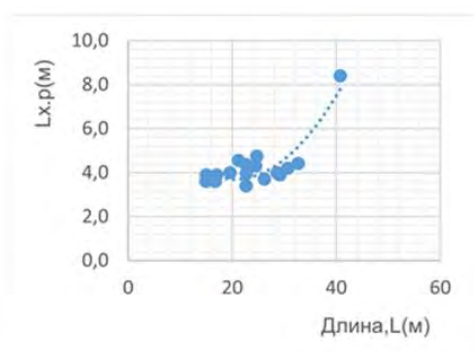


Рис. 19. Зависимость длины ходовой рубки буксира от длины по КВЛ

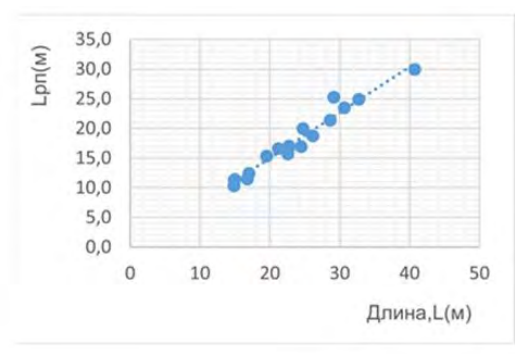


Рис. 20. Зависимость длины рабочей площадки буксира от длины по КВЛ

Регрессионные формулы

$$L_{Ф\ TP} = -0,0001 \cdot L^2 + 0,1338 \cdot L + 0,1205, \text{ м} \quad (27)$$

$$L_{ЦЯ\ TP} = 0,2199 \cdot L^{1,0199}, \text{ м} \quad (28)$$

$$L_{МО\ TP} = 0,1857 \cdot L^{1,227}, \text{ м} \quad (29)$$

коэффициент корреляции (29) равен 0,931.

$$L_{ЭЛ\ TP} = -0,0005 \cdot L^2 + 0,1955 \cdot L + 0,1023, \text{ м} \quad (30)$$

$$L_{АХТ\ TP} = 0,0054 \cdot L^2 - 0,1912 \cdot L + 3,58, \text{ м} \quad (31)$$

$$L_{ЖП\ TP} = 0,002 \cdot L^2 + 0,1261 \cdot L + 2,0786, \text{ м} \quad (32)$$

$$L_{ХР\ TP} = 0,0099 \cdot L^2 - 0,4038 \cdot L + 7,817, \text{ м} \quad (33)$$

$$L_{РП\ TP} = 0,7709 \cdot L - 0,4352, \text{ м} \quad (34)$$

коэффициент корреляции (35) равен 0,966.

3. Результаты сопоставления эмпирических результатов с фактическими данными

На рис. 21 показана блок схема модуля для расчета вместимости буксира.

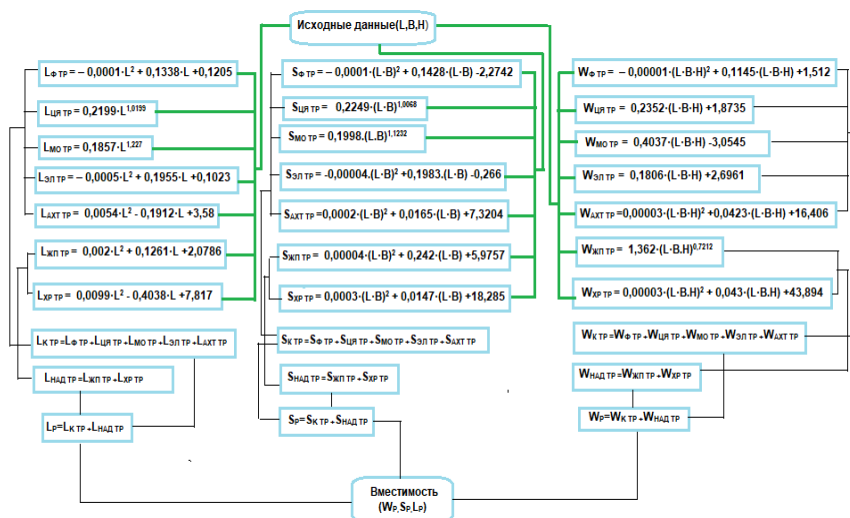


Рис.21. Блок схема расчета вместимости буксира для Союза Мьянма

Результаты сопоставлялись с реальным проектом



Рис.22. Stan tug 2608

Stan tug 1907

	$L_{нос}$	$L_{ц.я}$	$L_{мо}$	$L_{эл}$	$L_{кор}$	$L_{ж.п}$	$L_{х.р}$
Реальная длина(м)	2	4,4	7,5	3,6	2	4,2	4
Расчетная длина(м)	2,2	4,5	7,12	3,7	2	5,3	3,7
%	9	2	5	2	0	20	7

	$S_{нос}$	$S_{ц.я}$	$S_{мо}$	$S_{эл}$	$S_{кор}$	$S_{ж.п}$	$S_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	16	34	58	28	15	33	31
Расчетная площадь(м ²)	17	35	56	28	14	40	27
%	5	2	3	0	6	17	12

	$W_{нос}$	$W_{ц.я}$	$W_{мо}$	$W_{эл}$	$W_{кор}$	$W_{ж.п}$	$W_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	53	115	198	95	52	91	77
Расчетная площадь(м ²)	57	122	203	95	46	122	74
%	7	6	2	0	11	25	3

Tug 178

	$L_{нос}$	$L_{ц.я}$	$L_{мо}$	$L_{эл}$	$L_{кор}$	$L_{ж.п}$	$L_{х.р}$
Реальная длина(м)	2,4	4	5,7	2,8	2,1	4,6	3,9
Расчетная длина(м)	2	4	6	3	2	4,8	3,8
%	16	0	5	6	4	4	2

	$S_{нос}$	$S_{ц.я}$	$S_{мо}$	$S_{эл}$	$S_{кор}$	$S_{ж.п}$	$S_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	16	27	38	19	14	31	26
Расчетная площадь(м ²)	13	27	41	22	12	32	24
%	18	0	7	13	14	3	7

	$W_{нос}$	$W_{ц.я}$	$W_{мо}$	$W_{эл}$	$W_{кор}$	$W_{ж.п}$	$W_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	44	73	104	51	38	100	63
Расчетная площадь(м ²)	36	75	122	59	32	85	60
%	18	2	14	13	15	15	4

Stan tug 1606

	$L_{нос}$	$L_{ц.я}$	$L_{мо}$	$L_{эл}$	$L_{кор}$	$L_{ж.п}$	$L_{х.р}$
Реальная длина(м)	2	3,2	6,86	2,8	1,9	5,3	3,6
Расчетная длина(м)	2	3,8	6	3	1,9	5	3,8
%	0	15	12	6	0	5	5

	$S_{нос}$	$S_{ц.я}$	$S_{мо}$	$S_{эл}$	$S_{кор}$	$S_{ж.п}$	$S_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	11	18	38	16	11	29	20
Расчетная площадь(м ²)	10	21	32	17	11	27	22
%	9	14	15	5	0	6	9

	$W_{нос}$	$W_{ц.я}$	$W_{мо}$	$W_{эл}$	$W_{кор}$	$W_{ж.п}$	$W_{х.р}$
Реальная площадь(м ²)	28	45	96	39	27	73	50
Расчетная площадь(м ²)	28	58	93	45	28	71	55
%	0	22	3	13	3	2	9

Заключение

Полученные авторами формулы имеют достаточную точность для использования для

начальных стадий проектирования буксира. Данный расчет может быть использован в математических моделях оптимизации основных кораблестроительных характеристик.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. Том 2, 2014, 872 с.
2. Богданов Б.В., Слущкий А.В., Шмаков М.Г., Васильев К.А., Соркин Д.Х. Буксирные суда. – Л., Изд. «Судостроение», 1974, 280 с.
3. Шмаков М.Г. Буксирные устройства судов (проектирование и расчет) . – Л.: Судостроение, 1966. - 260 с.
4. Статистические данные буксиры. Режим доступа: <https://products.damen.com/en/ranges/stan-tug>.

References

1. Gaikovich A. I. design Theory of displacement ships and vessels. Volume 2, 2014, 872 p.
2. Bogdanov B.V., Slutsky A.V., Shmakov M.G., Vasilyev K.A., Sorkin D.Kh. Tugboats. - L., Ed. Shipbuilding, 1974, 280 p.
3. Shmakov M. G. Towbar vessels (design and calculation). – L.: Shipbuilding, 1966. - 260 p.
4. Statistical data tugs. Access mode: <https://products.damen.com/en/ranges/stan-tug>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Татьяна Анатольевна Апалько, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: apalko71@mail.ru

Tatyana A. Apalko, Ph.D. (Eng), Department of Ship Design, Saint-Petersburg State marine technical university Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: apalko71@mail.ru

Най Мьо Хлаинг, аспирант кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, д.3, e-mail: naymyohlaing3962@gmail.com

Nay Myo Hlaing, Ph.D student, Department of Ship Design, Saint-Petersburg State marine technical university Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: naymyohlaing3962@gmail.com

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 621.8:629.5

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.049

Вероятностное обоснование минимального запаса прочности при расчете деталей судовых машин и механизмов на выносливость

В.К. Румб¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Расчеты прочности при проектировании и создании современной техники являются одним из главных критериев качества и конкурентоспособности изделий машиностроения. Неотъемлемой частью расчета прочности на выносливость является оценка минимально допустимого запаса прочности. Существующая оценка этого запаса на основе данных по отказам деталей несет в себе большую долю субъективизма. Предлагается методика определения минимально допустимого коэффициента запаса прочности. Ее принципиальное отличие от существующих заключается в том, что здесь этот коэффициент запаса прочности подсчитывается с учетом рассеяния характеристик прочности детали и действующих в ней напряжений при заданной вероятности отсутствия усталостного разрушения. Это позволяет исключить многие условности при прогнозировании прочностной надежности деталей и создает предпосылки для получения проектных решений, оптимальных по прочности и массе.

Ключевые слова: прочность, предел выносливости, запас прочности, минимально допустимый запас прочности, вероятность неразрушения, рассеяние прочности и напряжений, прогнозирование работоспособности.

Probability justification for a minimum margin of safety when calculating ship machine parts and endurance mechanisms

Viktor K. Rumb¹¹St. Petersburg State marine technical university

Abstract. Strength calculations in the design and creation of modern technology are one of the main criteria for the quality and competitiveness of engineering products. An integral part of the endurance strength calculation is the assessment of the minimum allowable margin of strength. The existing assessment of this stock, based on data on the failure of parts, carries a large share of subjectivism. It is proposed a method of determining the minimum allowable safety factor. Its fundamental difference from the existing one is that here this strength factor is calculated taking into account the scattering of the characteristics of the strength of the part and the stresses in it at a given probability of absence of fatigue destruction. This eliminates many conventions when predicting the strength of the reliability of parts and creates the prerequisites for obtaining design solutions that are optimal in strength and mass.

Keywords: strength, endurance limit, safety margin, minimum margin of safety, probability of non-destruction, scattering of strength and stresses, predictability.

Введение

Согласно теории прочности вероятность поломки деталей машин и механизмов уменьшается, если при их проектировании и изготовлении предусматривается резерв работоспособности. Этот резерв в виде коэффициента запаса прочности необходим для компенсации непредвиденных факторов, которые могут возникать в реальных условиях нагружения детали. По большому счету эти факторы являются случайными. В силу чего коэффициент запаса прочности приобретает вероятностный характер, что вносит определенную специфику в его определение.

В общем случае величина запаса прочности представляет собой отношение номинального (расчетного) коэффициента запаса прочности к его минимально допустимому значению. Отсюда следует, резерв работоспособности детали определяется не только величиной коэффициента запаса прочности, но и тем, насколько он превышает допустимое значение. Стремление к увеличению запаса прочности сверх разумной величины ведет к завышению габарита и массы детали, что в отдельных случаях становится экономически неоправданным или вообще недопустимым.

Следовательно, правильное задание запаса прочности является неотъемлемой частью расчета на выносливость, и оно в немалой степени зависит от точности определения минимально допустимого коэффициента запаса прочности.

Именно определению этого коэффициента посвящена данная статья, в которой допустимый коэффициент запаса прочности представляется, с одной стороны, гарантом технико-экономической целесообразности и эксплуатационной надежности детали, а, с другой, - звеном, позволяющим связать запас прочности детали, вероятность ее поломки и неизбежные элементы случайности.

Основные положения и особенности расчета на выносливость

Под действием переменных циклически изменяющихся напряжений в материале детали происходит зарождение трещины. Как концентратор напряжений она вызывает локальное увеличение напряжений и тем самым облегчает свое дальнейшее развитие. Трещина постепенно растет, и в конце концов достигает критического размера, после которого происходит поломка детали. Процесс зарождения и развития трещины принято называть усталостью материала. Соответственно свойство

материала сопротивляться усталости – это выносливость.

Инженерные методы расчета прочности при циклическом нагружении традиционно базируются на силовых критериях. Согласно им расчет сводится к вычислению коэффициентов запаса прочности и сопоставлению их с допустимым значением. Иначе говоря, деталь считается работоспособной, если для всех ее опасных сечений выполняется неравенство

$$n > n_{\min}, \quad (1)$$

где n и n_{\min} – расчетный (номинальный) и минимально допустимый коэффициент запаса прочности соответственно.

Основой для вычисления n служат экспериментально полученные кривые усталости. В случае симметричных циклов нагружения – это кривая Велера, рис.1. На рисунке $\sigma_1, \dots, \sigma_4$ - уровни напряжений, N_B - усталостная долговечность, выраженная числом циклов до разрушения. Для многоциклового усталости $N_B = 10^7 \div 10^8$ циклов. Напряжение, соответствующее N_B , – предел выносливости σ_{-1} .

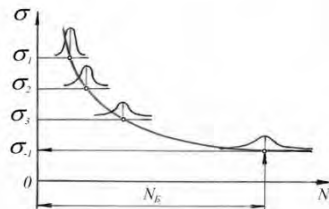


Рис. 1. Кривая усталости

Конкретные методики подсчета n приведены в соответствующей литературе. Из анализа этих методик следуют:

- при выполнении расчетов прочности на выносливость необходимо разграничивать циклы переменных напряжений на знакопеременные и знакопостоянные;

- для знакопеременных циклов прочность детали ограничивается пределом выносливости, а для знакопостоянных циклов – пределом текучести;

- прочность на выносливость зависит не только от вида цикла, но и от формы и размеров детали, состояния ее поверхности, способа механической и термической обработки.

Теперь, считая решенной задачу по определению левой части неравенства (1), перейдем к определению минимально допустимого коэффициента запаса прочности.

Способы задания допустимого запаса прочности

Уже отмечалось, определение минимально допустимого коэффициента запаса прочности является не менее ответственной процедурой, чем вычисление n . Величину n_{\min} назначают такой, чтобы, во-первых, исключить разрушение детали, во-вторых, эффективно использовать материал, т.е. не переразмерить деталь и, в-третьих, косвенно учесть неопределенности, касающиеся прочностных свойств материала, условий нагружения, точности определения напряжений.

Учесть перечисленные и многие другие факторы в полной мере – задача чрезвычайно трудная. Понимая это, расчетчики до сих пор величину n_{\min} назначают практически директивно, исходя из сопоставления результатов расчета с информацией об отказах деталей во время их эксплуатации. В большинстве случаев принимают $n_{\min} = 1,5 \div 2,5$.

Однако при высоком уровне технологии изготовления, использования современных средств дефектоскопии, полном учете конструктивных особенностей детали и действующей нагрузки величину n_{\min} снижают до $1,3 \div 1,5$ [1]. Напротив, для ответственных деталей, разрушение которых может вызывать аварийные ситуации с тяжелыми последствиями, значение n_{\min} повышают. В известной мере, здесь проявляется субъективность в задании допустимого коэффициента запаса прочности.

Кроме директивного способа задания минимально допустимого запаса прочности предпринимаются попытки аналитического определения n_{\min} . Так, в работе [2] предлагается подсчитывать коэффициент запаса прочности в виде произведения

$$n_{\min} = n_o \cdot n_c \cdot n_n \cdot \quad (2)$$

Его составляющие: n_o - остаточный запас прочности на стадии списания детали; n_c - расход запаса прочности на ожидаемое рассеяние механических характеристик материала (пределы текучести и выносливости) и отклонения геометрии детали от номинальных размеров в пределах допусков; n_n - расход запаса прочности на возможные динамические перегрузки и случайные колебания эксплуатационной нагрузки. Численные значения этих сомножителей (см.таблицу) получены на основе статистических данных по отказам отдельных деталей дизелей Д49 (ЧН26/26).

Таблица
Численные значения сомножителей [2]

Деталь	Сомножители			
	n_o	n_c	n_n	n_{\min}
Коленчатый вал	1,10÷1,20	1,15÷1,2	1,25÷1,3	1,6÷1,9
Поршневоый палец	1,05÷1,1	1,30÷1,3	1,20÷1,3	1,6÷2,0
Шатун	1,10÷1,2	1,20÷1,3	1,25÷1,3	1,6÷2,0
Блок-картер	1,10÷1,2	1,30÷1,4	1,25÷1,3	1,8÷2,2

Рассмотренный, по сути, дифференциальный подход к определению допустимого запаса прочности уже сам по себе повышает точность решения, прежде всего, за счет того, что многофакторное влияние заменяется совокупностью простых сомножителей. Разумеется, произведение (2) может быть дополнено сомножителями от других факторов, вызывающих уменьшение прочности конкретной детали.

Несмотря на значительный прогресс формула (2) все равно остается малоприменимой для практических расчетов прочности новых машин по причине невозможности получения данных по отказам.

Однако главная причина этого – отсутствие вероятностной зависимости между прочностью детали и качеством ее изготовления. В определенной мере этого недостатка нет в предлагаемом методе.

Вероятностный метод определения минимально допустимого запаса прочности

Более правильным путем определения допустимого коэффициента запаса прочности служит метод, который учитывает случайный характер изменения рабочих напряжений, рассеяние характеристик прочности материала и вероятность того, что деталь выдержит число циклов нагружения N_B без разрушения. В этих условиях следует говорить о дискретных вариационных рядах прочности материала (σ_{-1}, σ_T) и рабочих напряжениях (σ) . Численными параметрами таких рядов служат:

- математическое ожидание (среднее арифметическое)

$$\mu_{\sigma_{-1}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\sigma_{-1})_i, \quad \mu_{\sigma} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sigma_i;$$

- среднее квадратическое отклонение

$$S_{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [\mu_{\sigma_{-1}} - (\sigma_{-1})_i]^2},$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [\mu_{\sigma} - \sigma_i]^2};$$

- коэффициент вариации

$$g_{\sigma_{-1}} = \frac{S_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma_{-1}}}, \quad g_{\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\mu_{\sigma}},$$

где N – объем выборки вариационного ряда.

Данных по характеристикам рассеяния прочности деталей сравнительно мало. Имеются лишь отдельные результаты лабораторных испытаний. В первом приближении предел выносливости детали можно принимать $g_{\sigma_{-1}}^n = 0,07 \div 0,15$ [3]. Величина $g_{\sigma_{-1}}^n$ характеризует не только степень отклонения предела выносливости детали от среднего значения, но служит показателем качества технологии изготовления деталей и их контроля. При $g_{\sigma_{-1}}^n > 0,15$ уровень технологии изготовления деталей следует признать недостаточным для современного машиностроения.

Еще хуже обстоит дело с вариациями номинальных напряжений. Несмотря на значимость, им до настоящего времени уделено совсем мало работ. Объясняется это тем, что коэффициент g_{σ} отражает индивидуальные особенности нагружения машин, а поэтому его величина во многом определяется отраслью, где используется машина. В частности, для транспортных машин $g_{\sigma} = 0,1 \div 0,15$ [3].

В условиях, когда рабочие напряжения и прочностные характеристики детали представляют собой случайные величины, фактический запас

прочности приобретает вероятностный смысл и его определение должно базироваться на вероятностном подходе. Суть такого подхода основывается на статистических законах распределения прочности и напряжений. Если оба распределения известны и они независимы друг от друга, то вычисление вероятности отсутствия разрушения, вызванного усталостью материала, не представляет больших затруднений. На рис. 2 показаны функции плотности распределения напряжений 1 и предела выносливости 2, заштрихованное перекрытие функций – область возможного усталостного разрушения. Тогда вероятность работы детали без разрушения будет

$$P(Y > 0) = \int_{-\infty}^{\infty} f(Y) dY, \tag{3}$$

где $Y = \sigma_{-1} - \sigma$ – случайная величина, плотность распределения которой $f(Y)$.

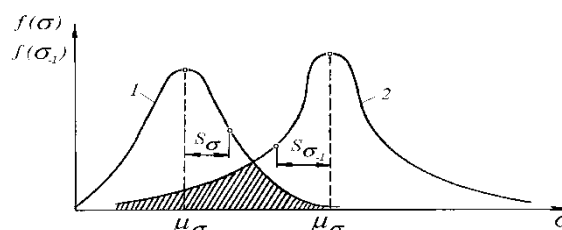


Рис. 2. Плотность распределения рабочих напряжений и предела выносливости

В практических расчетах вид функции $f(Y)$ определяется законами распределений предела выносливости $f(\sigma_{-1})$ и рабочих напряжений $f(\sigma)$. Если они имеют нормальное распределение, то согласно теории вероятности Y также распределена нормально с математическим ожиданием μ и средним квадратическим отклонением S :

$$\mu = \mu_{\sigma_{-1}} - \mu_{\sigma}; \quad S = \sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma}^2}.$$

Плотность распределения нормального распределения [5]

$$f(Y) = \frac{1}{S \sqrt{2\pi}} \text{EXP} \left[-0,5 \left(\frac{Y - \mu}{S} \right)^2 \right].$$

Трудоемкую операцию интегрирования (3) можно избежать, если воспользоваться понятием квантиля нормированного нормального распределения. В данном случае его величина

$$U_p = \frac{Y - \mu}{S}.$$

В предельном случае при $Y = 0$

$$U_p = - \frac{\mu_{\sigma_{-1}} - \mu_{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma}^2}}. \tag{4}$$

После чего искомая вероятность

$$P(Y > 0) = \Phi(-U_p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-U}^{\infty} e^{-0,5 U_p^2} dU,$$

где $\Phi(-U_p)$ – функция Лапласа, табулирована в зависимости от величины U_p [4].

Следует отметить, что вероятность $P(Y > 0)$ пока нежелательно использовать в качестве нормативного показателя прочности потому, что для ответственных деталей она должна находиться в пределах $0,98 \div 0,999$. Малый диапазон изменения вероятности требует высокой точности исходных данных. На стадии эскизного проектирования новых деталей выполнить это условие невозможно.

По указанной причине в инженерной практике более оправдано вычислять минимальное значение запаса прочности, при котором действующие напряжения становятся опасными для прочности детали. Это условие выражается отношением

$$n_{\min} = \frac{\mu_{\sigma-1}}{\mu_{\sigma}}.$$

С учетом данного отношения и принятых ранее обозначений для коэффициентов вариации (4) принимает вид

$$U_p = \frac{n_{\min} - 1}{\sqrt{g_{\sigma-1}^2 n_{\min}^2 + g_{\sigma}^2}}. \quad (5)$$

Уравнение (5) позволяет определять минимально допустимый коэффициент запаса прочности от желаемой вероятности отсутствия усталостного разрушения при заданных коэффициентах вариации прочности и напряжений. По своей сущности (5) количественно связывает надежность детали с погрешностью задания исходных данных и неточностью определения рабочих напряжений. Решается это уравнение методом последовательных приближений. Например, вероятности $P(Y > 0) = 0,98$ соответствует величина $U_p = 2,05$. Если коэффициенты вариации $g_{\sigma-1} = 0,1$ и $g_{\sigma} = 0,15$, то на основании (5) имеем $n_{\min} \approx 1,43$. Допустим теперь, что в результате нарушения технологии термической обработки коэффициент вариации увеличился до $g_{\sigma-1} = 0,15$. В этом случае

$n_{\min} \approx 1,57$. Отсюда следует вывод: при большем разбросе прочностных характеристик материала и рабочих напряжений требуемый запас прочности возрастает.

Однако следует заметить, формула (5) справедлива для определения минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчетах на выносливость только в тех случаях, когда изменения предела выносливости и действующих напряжений подчиняются нормальному распределению. Разумеется, такое совпадение распределений полностью исключать нельзя, однако оно настолько маловероятно, что его можно считать практически невозможным по следующим причинам. Во-первых, нормальное распределение справедливо для непрерывных случайных величин, которые могут принимать как положительные, так и отрицательные значения в пределах от $-\infty$ до $+\infty$. Но поскольку отрицательные и бесконечно большие значения предела выносливости лишены физического смысла, то уже только по этой причине нормальный закон в чистом виде неприменим для оценки распределения прочности. Во-вторых, плотность нормального распределения представляет собой симметричную

кривую. Это означает, что нормальное распределение возможно только в том случае, когда на величину отклонения от среднего арифметического влияет большое количество случайных факторов, причем их действия независимы и равнозначны, т.е. не один из факторов не оказывает доминирующего влияния на другие. В реальности (это подтверждено многими литературными источниками) прочностные свойства конструкционных материалов имеют асимметричные распределения, а поэтому более правильно оценивать прочность материала распределением Вейбулла или логарифмически нормальным.

В определенной мере сказанное применимо и к распределению действующих в детали напряжений. Наиболее полно они могут быть определены только при наличии экспериментальных данных, полученных, например, с помощью тензометрирования детали во время эксплуатации машины. Однако проведение таких экспериментов в объеме, достаточном для установления достоверного статистического распределения и его параметров, представляет трудно решаемую задачу. Еще более неопределенной является ситуация с получением статистических характеристик на этапе проектирования новой детали.

Повторимся, в условиях, когда даже гипотетически трудно принять заключение о законах распределения прочности и напряжений, вычислять минимально допустимый коэффициент запаса прочности по (5) недопустимо. В этих условиях оправдано определять n_{\min} как нижнюю границу интервала изменения случайной величины n , рис. 3. Так как интервал L является случайной величиной, то возникает необходимость оценивать достоверность границ этого интервала. Иначе говоря, требуется установить вероятность того, с какой точностью определены эти границы и, в частности, n_{\min} . Ответ на данный вопрос удается получить, пользуясь неравенством Чебышева, хорошо известного в математической статистике. Применительно к рассматриваемой задаче его можно записать так [5]:

$$\gamma(\mu_n - \varepsilon \leq n \leq \mu_n + \varepsilon) \geq 1 - \frac{(n - \mu_n)^2}{\varepsilon^2}, \quad (6)$$

где $\gamma(\)$ – искомая вероятность, μ_n – математическое ожидание случайной величины n .

По сути, неравенство Чебышева показывает, если дисперсия $(n - \mu_n)^2$ мала, то с большой вероятностью мало и само отклонение ε и, следовательно, случайная величина n близка к μ_n . Основываясь на (6), в работе [6] получена следующая формула

$$n_{\min} \geq 1 / \left(1 - g_n \sqrt{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \right), \quad (7)$$

где g_n – коэффициент вариации запаса прочности, представляет отношение среднего квадратического отклонения к математическому ожиданию

$$g_n = S_n / \mu_n. \quad (8)$$

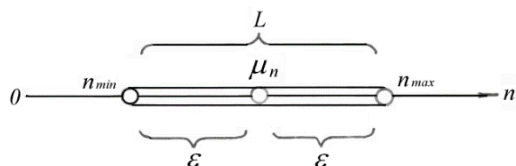


Рис. 3. Интервал изменения коэффициента запаса прочности и его границы.

Наиболее универсальным подходом к определению составляющих (8) является разложение функции $n = f(\sigma_{-1}, \sigma)$ в ряд Тейлора. Используя данное разложение, будем пренебрегать членами третьего порядка и выше. Это, само собой, снижает точность решения поставленной задачи, но значительно упрощает последующие математические преобразования. Чтобы ограничить произвол в толковании такого допущения будем исходить из того, что отклонения n относительно среднего значения малы.

С учетом этого замечания можно получить

$$\mu_n \approx \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}} + \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}^3} (\sigma - \mu_{\sigma})^2 = \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}} + \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}^3} S_{\sigma}^2 = \mu_n (1 + g_{\sigma}^2),$$

$$S_n \approx \frac{S_{\sigma}}{\mu_{\sigma}} \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}}\right)^2 + 3 \left(\frac{S_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma}}\right)^2}.$$

Тогда искомым коэффициентом вариации

$$g_n \approx \frac{\sqrt{(1 + g_{\sigma_{-1}}^2)(1 + 3g_{\sigma}^2) - (1 + g_{\sigma}^2)^2}}{1 + g_{\sigma}^2}.$$

Если пренебречь ввиду малости членами, содержащими коэффициенты вариации $g_{\sigma_{-1}}$ и g_{σ} в степенях выше второй, то

$$g_n \approx \frac{\sqrt{g_{\sigma_{-1}}^2 + g_{\sigma}^2}}{1 + g_{\sigma}^2}.$$

После подстановки полученного выражения в (7), получим

$$n_{\min} \approx \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{g_{\sigma_{-1}}^2 + g_{\sigma}^2}}{1 + g_{\sigma}^2} \sqrt{\frac{\gamma}{1 - \gamma}}}. \quad (9)$$

С помощью (9) удается достаточно легко подсчитать минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности с заданной вероятностью при известных коэффициентах вариации напряжений и прочности. Как известно, эти коэффициенты относятся к обобщающим статистическим показателям совокупности случайных величин, но главное их преимущество – это возможность объективной оценки рассеяния на основании даже тех ограниченных сведений, которые приведены выше.

Напрашивается замечание по поводу практического применения (9). Поскольку эта формула получена в результате разложения совокупности случайных значений n_{\min} в ряд Тейлора, то она очень чувствительна к численным значениям входящих в нее параметров. При неудачном их задании может оказаться $n_{\min} < 0$.

Отрицательная величина коэффициента запаса прочности свидетельствует о том, что указанные параметры были заданы без должного физического представления об их взаимосвязи. Например, невозможно гарантировать высокую точность определения n_{\min} при больших ошибках задания характеристик прочности материала и действующих напряжений. Такие ошибки неизбежны, и они во многом связаны с ограниченным объемом, как самой информации, так и с погрешностью ее получения и обработки.

Составить представление о таких ошибках помогает входящая в (9) величина γ , которую в математической статистике принято называть доверительной вероятностью. С ее помощью удается косвенно судить о надежности задаваемых детерминированных величин, имеющих случайный характер рассеяния. Увеличение их разброса неизбежно приводит к расширению интервала возможных значений коэффициента запаса прочности и, как следствие, вызывает большую неопределенность в определении n_{\min} . Обратное, при уменьшении разброса коэффициентов вариации вероятность получения достоверной оценки n_{\min} растет. С точностью, достаточной для практики, эти закономерности отражает зависимость

$$\gamma = 1 - \sqrt{g_{\sigma_{-1}}^n \cdot g_{\sigma}^n}.$$

Если исходить из рекомендованных значений коэффициентов вариации прочности материала и действующих в детали напряжений, то согласно приведенной зависимости величина γ находится в пределах 0,85÷0,95.

Практическое применение предлагаемой расчетной методики покажем на примере. Пусть коэффициент вариации предела выносливости детали $g_{\sigma_{-1}} = 0,08$, а изменение действующих напряжений происходит с $g_{\sigma} = 0,128$. Тогда

$$\gamma = 1 - \sqrt{g_{\sigma_{-1}} \cdot g_{\sigma}} = 1 - \sqrt{0,08 \cdot 0,128} = 0,899$$

Соответствующее этой вероятности минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности

$$\begin{aligned} n_{\min} &= \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{g_{\sigma_{-1}}^2 + g_{\sigma}^2}}{1 + g_{\sigma}^2} \sqrt{\frac{\gamma}{1 - \gamma}}} = \\ &= \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{0,08^2 + 0,128^2}}{1 + 0,128^2} \sqrt{\frac{0,899}{1 - 0,899}}} = 1,794. \end{aligned}$$

Строго говоря, под вероятностью γ следует понимать вероятность того, что предел выносливости детали σ_{-1} будет превышать расчетные напряжения σ на всех эксплуатационных режимах нагружения. Другими словами, γ – это вероятность того, что во всем поле возможного разрушения (заштрихованная область на рис. 2) соблюдается условие $Y = \sigma_{-1} - \sigma \geq 0$. Так как

величина Y является функцией двух независимых друг от друга случайных чисел σ_{-1}^n и σ , то определение γ должно базироваться на совместном рассмотрении плотностей распределения этих величин.

Перспективы

При расчете деталей судовых машин и механизмов на выносливость важно правильно задавать минимально допустимый запас прочности. Ранее это запас назначали директивно, что позволяло оценивать прочностную надежность конструкторских решений очень приближенно.

В настоящее время такой способ утратил свою эффективность в расчетах прочности машин с высоким уровнем форсировки и малой металлоемкостью. Объясняется это тем, что для таких машин резкий рост напряженности деталей сильно затрудняет получение достаточно достоверных прогнозов по их прочности.

Для обоснованного задания запаса прочности предлагается расчетный метод, позволяющий оценивать вероятность неразрушения детали еще на стадии ее проектирования при существующем качестве изготовления, контроля и эксплуатации. Возможно решение и обратной задачи, а именно, определение требований к технологии производства с целью получения нужных показателей надежности. Такое возможно, поскольку в статье доказано: минимально допустимый запас прочности детали объективно зависит от качества проектирования и культуры производственно-технологического процесса. Фактически это означает, что добиваться безопасного снижения запаса прочности детали можно, если повышать качество ее изготовления.

Сказанное еще раз подтверждает тот факт, что прочность, надежность и качество изготовления детали находятся в тесной связи и не должны рассматриваться изолированно. Собственно в этом заключается перспективность его практического применения.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П.Когаев – М., Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения: учеб. пособие / М.А.Салтыков. – М.: Изд-во МГОУ, 1995. - 90 с.
3. Решетов Д.Н. Надежность машин: учебное пособие / Д.Н.Решетов, А.С.Иванов, В.З.Фадеев – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
4. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н.Джонсон, Ф. Лион – М.: Мир, 1980. – 511 с.
5. Косточкин В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок / В.В. Косточкин – М.: Машиностроение, 1988. - 272 с.
6. Капур К. Надежность и проектирование систем / К.Капур, Л.Ламберсон – М.: Мир, 1980. – 606 с.

References

1. Kogaev V.P. Calculations on strength at voltages, variables in time / V.P.Kogaev - M., Mechanical Engineering, 1977. 232 S.
2. Saltykov M.A. Strength of the DVS. Methods and means of provision: studies. manual / M.A.Saltykov. M.: 1995. - 90 s.
3. Reshetov D.N. Reliability of machines: training manual / D.N.Reshetov, A.S.Ivanov, V.S.Fadeev - M.: High School, 1988. 238 s.
4. Johnson N. Statistics and planning of an experiment in technology and science. Data Processing Methods / N.Johnson, F. Lyon - M.: World, 1980. - 511 s.
5. Kostkin V.V. Reliability of aircraft engines and propulsion systems / V.V. Kostin - M.: Mechanical engineering, 1988. - 272 s.
6. Kapoor K. Reliability and Systems Design / K.Kapoor, L.Lamberson - M.: World, 1980. 606 s.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Виктор Карлович Румб, кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: vkkrumb@mail.ru

Victor Karlovich Rumb, Ph.D.(Eng.), Professor, Professor of The Department of Ship's Internal Combustion And Diesel Engines, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: vkkrumb@mail.

УДК 621.316.722.016.3

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.050

Система управления контурами рециркуляции водорода и кислорода электроэнергетической установки на базе электрохимического генератора

С.Я. Галушин¹, Д.Н. Шаманов¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация Развитие водородной энергетики ведет к увеличению использования электрохимических генераторов (ЭХГ) в морских транспортных средствах в качестве вспомогательных и основных энергоустановок. Топливом для таких энергетических установок являются водород и кислород. Важной для таких энергетических установок является экологическая составляющая. При прямом преобразовании химической энергии топлива в электрическую в топливных элементах, побочным продуктом реакции является только вода. В статье рассматривается система управления рециркуляцией рабочих газов - водорода и кислорода в электрохимическом генераторе. Система управления состоит из двух независимых субблоков - контура рециркуляции водорода и контура рециркуляции кислорода. Каждый субблок, работающий по своему алгоритму, построен на программируемом логическом контроллере и управляемой арматуре. В статье также приведены режимы работы системы управления рециркуляцией газов.

Ключевые слова: электрохимический генератор, топливные элементы, система рециркуляции газов, система управления, микроконтроллер, датчики, исполнительные механизмы

Hydrogen and oxygen recirculation control system for an electric power plant based on an electrochemical generator

Sergey Ya. Galushin¹, Dmitry N. Shamanov¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The development of hydrogen energy increases electrochemical generators (ECG) using in marine vehicles as an auxiliary and main power plants. The fuel for such power plants are hydrogen and oxygen. The environmental component is important for such power plants. When the chemical energy of a fuel is directly converted into electrical energy in fuel cells, there are only water is a by-product of the reaction. The article discusses the control system of the working gases recirculation - hydrogen and oxygen in an electrochemical generator. The control system consists of two independent subunits - a hydrogen recirculation loop and an oxygen recirculation loop. Each subunit is built on a programmable logic controller and controlled armature, working according to its own algorithm. The article also describes the operating modes of the gas recirculation control system.

Key words: electrochemical generator, fuel cells, gas recirculation system, control system, microcontroller, sensors, actuators.

Развитие водородной энергетики ведет к увеличению использования электрохимических генераторов (ЭХГ) в морских транспортных средствах в качестве вспомогательных и основных энергоустановок.

Электрохимический генератор, представляющий собой энергетическую установку с прямым преобразованием химической энергии топлива в электрическую, имеет ряд преимуществ в эксплуатационных, энергетических и экологических характеристиках - по сравнению с традиционными энергоустановками на органическом топливе. С развитием электродвижения, энергоустановки на базе батарей топливных элементов (БТЭ), получили дополнительный импульс в своем развитии [1-5]. Одним из направлений развития энергетических установок с ЭХГ являются анаэробные (воздухонезависимые) энергетические установки, особенно востребованные для подводных обитаемых и необитаемых аппаратов.

Для анаэробных электрохимических генераторов на топливных элементах с твердополимерным электролитом необходимо реализовать функции управления для следующих основных систем:

- системы хранения газов,
- системы подачи газов;
- системы рециркуляции водорода (СРВ);

- системы рециркуляции кислорода (СРК);
- системы термостатирования БТЭ;
- системы преобразования генерируемой электроэнергии.

Совокупность функций управления, на основе контроля параметров текущего состояния указанных систем, подразумевает построение системы автоматического управления, предназначенной для обеспечения работы энергоустановки в штатных эксплуатационных и аварийных режимах. В данной статье рассматривается пример структурированной системы автоматического управления (САУ) элементами энергоустановки, где функции глобального контроля и формирование последовательностей команд обеспечиваются управляющей системой верхнего уровня (УСВУ), а функции выполнения этих команд - в соответствии с жестко заложенными алгоритмами, возложены на подчиненные подсистемы автоматического управления. Одной из таких подчиненных САУ является подсистема управления арматурой контуров рециркуляции рабочих газов (водорода и кислорода) – ПУА КРГ.

Некоторые особенности систем рециркуляции газов, которые используют в качестве побудителя расхода реагентов струйные аппараты, а именно для таких систем предназначен рассматриваемый блок управления, описаны в [6-11]. Преимуществом

данных схем рециркуляции газов является использование энергии сжатых газов в системах хранения, что значительно уменьшает затраты электроэнергии ЭХГ на собственные нужды. Однако, сам струйный аппарат, являясь нелинейным элементом – усилителем – побудителем расхода рециркуляции, вносит определенные трудности в процесс регулирования параметров контуров рециркуляции. В особенности на динамических режимах нагрузки батареи топливных элементов.

Структурно ПУА КРГ состоит из двух блоков контроллеров (рис.1) – блока автоматического управления функциональной арматурой рециркуляции водорода (БАУ КРВ) и блока автоматического управления функциональной арматурой контура рециркуляции кислорода (БАУ КРК). В состав этих блоков входят датчики контроля давления сред на входе в систему (PH₂, PO₂), а также датчики контроля параметров внутреннего состояния (PH₂BTЭ, PO₂BTЭ- давление в анодных и катодных камерах, PH₂CNT, PO₂CNT – давление в контрольных точках контуров, L1, L2 – датчики верхнего и нижнего уровней в емкостях влагоотделителей контура водорода и кислорода). Для взаимодействия ПУА КРГ с УСВУ контроллеры блока автоматического управления имеют дискретные входы командных сигналов (DI), а также аналоговый вход сигнала уставки требуемого давления в контурах БТЭ (AI). Для предоставления управляющей системы верхнего уровня информации о текущем состоянии контролируемых каждым из блоков параметров, предусмотрены цифровые выходы «собственного состояния» (DO). В данном примере рассмотрен один из самых простых

вариантов реализации ПУА КРГ, основным назначением которой является обеспечение требуемого (в соответствии с величиной уставки) характера изменения давления на входе в анодные и катодные камеры батареи топливных элементов на всех эксплуатационных режимах, а также в аварийных ситуациях. Управление функциональной арматурой контуров рециркуляции газов осуществляется посредством аналоговых и дискретных сигналов автоматически без вмешательства оператора - в соответствии с сигналами управления (командами) УСВУ.

Блок автоматического управления реализован в виде двух аппаратно-независимых субблоков - контура рециркуляции водорода и контура рециркуляции кислорода. Каждый субблок имеет в своем составе программируемый логический контроллер – в рассмотренном варианте реализации - PneuAlpha2 ECC-PNAL2-14MR-D_AL2-2DA (Mitsubishi Inc), запрограммированный в соответствии с алгоритмом автоматического управления функциональной арматурой «своего» контура. Схемотехника исполнения субблоков идентична. Основные функции, выполняемые блоком автоматического управления, состоят в следующем:

- поддержание заданного давления в реакционных камерах батареи топливных элементов на стационарных и нестационарных режимах работы, в соответствии с уставкой – получаемой по аналоговому каналу от УСВУ в процессе работы ЭХГ;

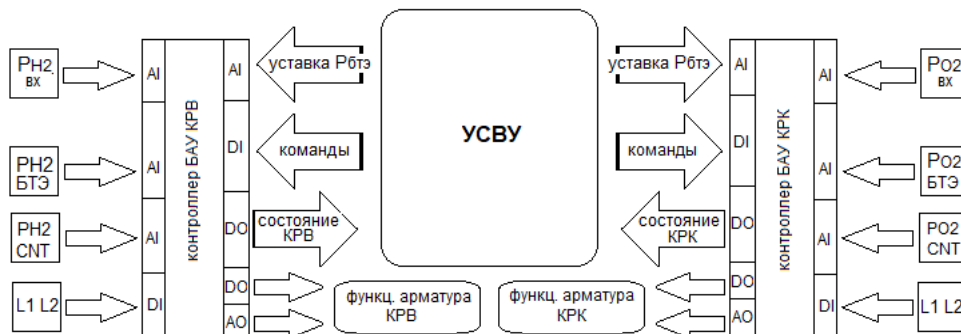


Рис. 1. Упрощенная блок-схема ПУА КРГ

- осуществление режима замещения газов («полоскания») реакционных камер топливных элементов и прочих объемов контуров рециркуляции, необходимого при вводе БТЭ в рабочий режим и выводе из рабочего режима в режим временной консервации;

- осуществление режима периодической продувки реакционных камер топливных элементов;

- осуществление режима удаления воды из накопительных емкостей теплообменников - влагоотделителей.

Блок автоматического управления контуром рециркуляции газов связан с управляющей системой верхнего уровня посредством командных дискретных сигналов:

- «ПОЛОСКАНИЕ» – входной сигнал, разрешающий выполнение алгоритма режима периодической вентиляции (замещения газов), значения - 0/1 RINSE (RN)- высокий уровень сигнала инициирует выполнения алгоритма циклов «полоскания» контура рециркуляции БТЭ. «Полоскание» является последовательностью действий по управлению функциональной арматурой контура рециркуляции и заканчивается, при установке командного сигнала в «ПОЛОСКАНИЕ» в низкий уровень, возвратом функциональной арматуры вентилируемого контура в исходное состояние («все закрыто»);

- «РАБОТА» - входной сигнал, инициирующий выполнение алгоритма поддержания давления на входе в реакционные камеры БТЭ, значения - 0/1

ENABLE (EN) низкий уровень сигнала приводит арматуру контуров в исходное состояние; высокий уровень разрешает выполнение алгоритмов функциональных блоков САУ по управлению арматурой системы рециркуляции реагентов (СРР) в зависимости от текущего режима БТЭ;

— «ПРОДУВКА» — входной сигнал, разрешающий выполнение режима вентиляции контура (транспорт газов в накопительные емкости) с повышенным в разы, относительно стехиометрии, расходом. Значения - 0/1 BLOW (BL) — высокий уровень сигнала разрешает последовательность действий по управлению арматурой при продувке контура.

Для обоих субблоков, команды «РАБОТА» и «ПОЛОСКАНИЕ» взаимоисключающие - для предотвращения возможных аварийных ситуаций и разбалансировке контуров водорода и кислорода при работе батареи топливных элементов под нагрузкой. Команда «ПРОДУВКА» имеет подчиненный статус, и выполняется только при установленном активном уровне сигнала «РАБОТА».

Сигналы «ПОЛОСКАНИЕ» и «ПРОДУВКА» - независимые для каждого субблока БАУ. Сигнал «РАБОТА» - единый для обоих субблоков. Это означает, что обеспечение режима поддержания давления выполняется одновременно и для контура рециркуляции водорода, и для контура рециркуляции кислорода.

Внешние управляющие сигналы реализованы в виде состояния сухих контактов релейных коммутационных блоков. Разрешающему (активному) состоянию команды соответствует замкнутое состояние контактов, запрещающему — разомкнутое.

Основным критерием для выполнения блоком автоматического управления функциональной

арматурой контура рециркуляции команд управляющей системы верхнего уровня является наличие давления газов на входе в контуры рециркуляции, а точнее — нахождение этого давления в диапазоне, конструктивно предусмотренном условиями эксплуатации. При выходе этого давления за пределы разрешенного диапазона, все подаваемые на БАУ КРВ и БАУ КРК команды игнорируются, а на выходе текущего состояния системы активируется соответствующий сигнал.

Пневмогидравлическая схема системы рециркуляции газов БТЭ водород-кислородного электрохимического генератора представлена на рис.2.

Давление (P1-2, P2-2) на входе в рабочее сопло струйного аппарата СА1-1, СА2-1 (см. рис. 2) пропорционально квадрату расхода, потребляемого БТЭ газа. В случае резкого увеличения потребляемой ЭХГ мощности, недостаток давления на входе в контур рециркуляции (P1-1, P2-1) вызовет «проседание» рабочего давления на входе в реакционные камеры (P1-5, P2-5), и, еще более существенное «проседание» - на выходе из реакционных камер (P1-3, P2-3). Равно, как избыток давления вызовет неконтролируемый скачок рабочего давления в БТЭ при снижении мощности.

Еще одной функцией БАУ является своевременное удаление реакционной воды и конденсата из контуров рециркуляции. Алгоритм, обеспечивающий режимы удаления конденсата из полостей топливных элементов, находится под управлением внешних сигналов прерывателей поплавковых датчиков уровня (L1-1, L1-2, L2-1, L2-2) влагоотделителей АТ1-1 и АТ2-2 является независимым от внешних команд, и функционирует с момента подачи электропитания на контроллер БАУ.

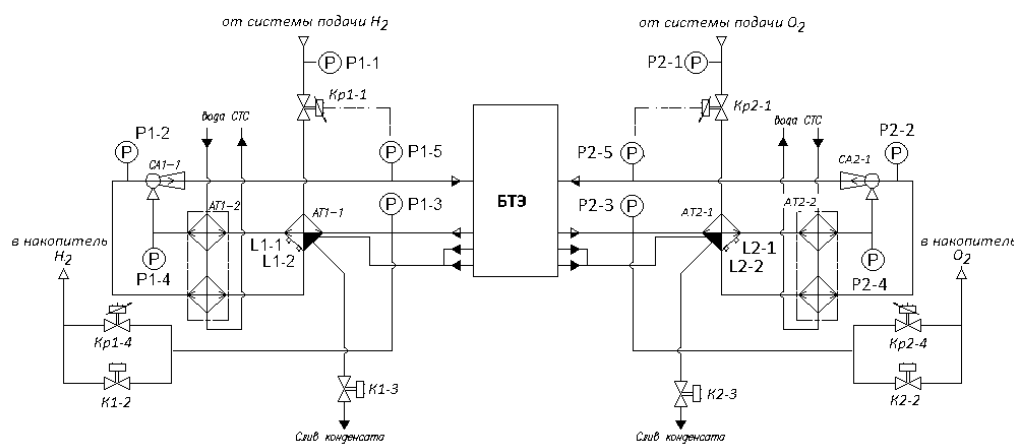


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема системы рециркуляции газов водород-кислородного электрохимического генератора

Программа контроллера блока автоматического регулирования арматурой контура рециркуляции реагентов состоит из следующих функциональных блоков:

— функциональный блок дешифратора команд управления (БДКУ), осуществляющий формирование внутренних сигналов, разрешающих выполнение алгоритмов и организующих работу

каналов управления в соответствии с принимаемыми командами;

— функциональный блок формирователя пороговых сигналов (БФПС) предназначен для формирования разрешающих сигналов управления каналами САУ в соответствии с величиной давления РБтэ (давление в реакционных камерах БТЭ);

— функциональный блок поддержания номинального давления БТЭ (БПД), предназначен

для обеспечения стабильного требуемого давления газа в реакционных камерах БТЭ на всех возможных режимах постоянных и переменных нагрузок;

– функциональный блок организации режимов периодических продувок (БПП) предназначен для осуществления продувки контура рециркуляции заданным избыточным расходом реагента при условии поддержания стабильного давления в контуре;

– функциональный блок организации режима «полоскания» контура рециркуляции (БПК), назначение которого состоит в формировании последовательности действий по управлению арматурой контура рециркуляции при замещении инертного газа реагентом при вводе контура рециркуляции в эксплуатацию и замещение реагента инертным газом при выводе из рабочего режима в режим консервации;

– функциональный блок осушения конденсатоотводчика (БОК), предназначенный для реализации режима сброса накопленного конденсата из конденсатоотводчика в расходную емкость на любом режиме работы БТЭ.

Общая схема взаимодействия функциональных блоков представлена на рис. 3.

Основная идея реализации блока автоматического управления системы рециркуляции

реагентов состоит в полной формализации ее функциональных возможностей по управляющим воздействиям - то есть устройства, находящегося под управлением глобальной системы управления энергоустановкой, под воздействием ее команд выполняют определенные действия (или последовательность действий).

Таким образом, всю «интеллектуальную» часть реализации программы управления, должна взять на себя глобальная система управления энергоустановкой. К таким элементам управления можно отнести параметры ввода батареи топливных элементов в эксплуатацию, количество циклов полоскания, контроль состояния ЭДС топливных элементов электрохимического генератора, оценка готовности БТЭ к приему нагрузки, инициация режимов продувки, и оценка аварийных режимов батареи. САУ выполняет лишь те функции, которые жестко в него запрограммированы.

Контроллер, входящий в состав блока автоматического управления содержит в себе скоростные каналы аналогового и цифрового ввода-вывода, а также два ПИД-регулятора. Скорость реакции на управляющее воздействие по любому из каналов ввода не превышает 50-100 мс.

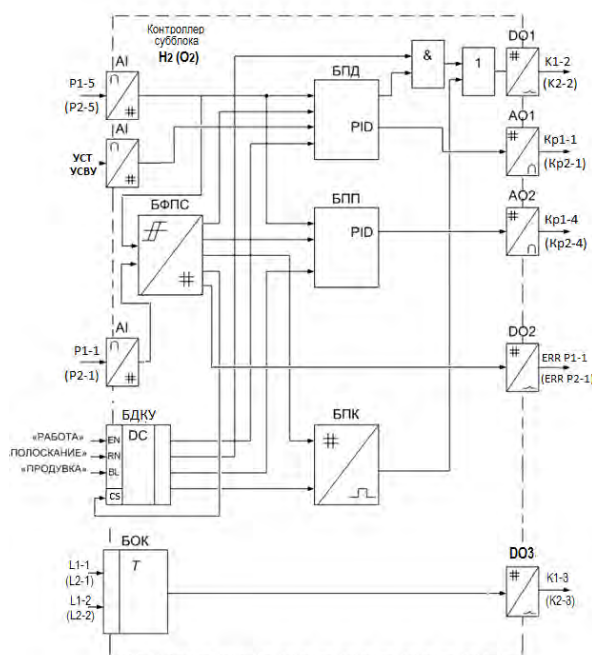


Рис. 3. Функциональный состав субблоков автоматического управления арматурой CPB и CP

Блок поддержания давления

Блок поддержания давления (БПД) (рис. 4) функционирует согласно следующему алгоритму.

При получении команды «РАБОТА», посредством внутреннего системного сигнала SPD, активируется ПИД-регулятор БПД, воздействующий на пневмоэлектрический пропорциональный регулятор давления Kp1-1 (Kp2-1), таким образом, чтобы рассогласование (разница) между уставкой, получаемой от УСВУ через аналоговый вход AI 2, и сигналом обратной связи с датчика давления P1-5

(P2-5) БТЭ было бы равным нулю. При разнице в меньшую сторону (недостаток давления) ПИД-регулятор увеличивает воздействие на пневморегулятор, вызывая увеличение проходного сечения клапана, тем самым иницируя рост давления. При разнице в большую сторону (избыток давления) - проходное сечение пневморегулятора уменьшается. При отсутствии рассогласования, воздействие на клапан остаётся постоянным (действующим на момент нулевой ошибки рассогласования). В случае, когда скорость роста давления в контуре превосходит по скорости

возможность компенсации ПИД -регулированием, и величина давления газа Рбтэ превышает конструктивно заданное значение, открывается предохранительный клапан малого сечения К1-2 (К2-2), призванный предотвратить дальнейший рост давления, и обеспечить возможность ПИД-регулятору системы поддержания давления выйти в режим регулирования. При падении давления до величины, установленной заданным гистерезисом, предохранительный клапан К1-2 (К2-2) закрывается.

В рассмотренном варианте алгоритма сигнал «РАБОТА» должен быть активен на всем протяжении периода работы батареи топливных элементов. Данное условие является обязательным для нормального функционирования режимов стабилизации давления БТЭ. Отсутствие данного сигнала переведет всю арматуру регулирования в состояние «закрыто».

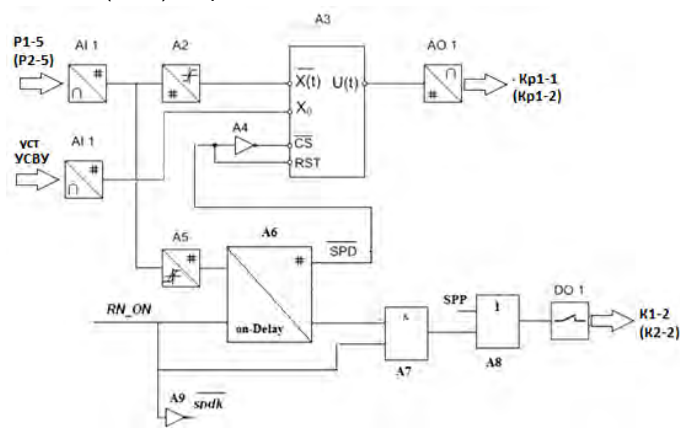


Рис. 5. Функциональная схема блока БПК

AI 1 – аналоговый вход (электрический сигнал напряжения, пропорциональный величине давления P1-5 (P2-6)), A2 – усилитель-ограничитель, A3 – ПИД-регулятор, A4 – инвертор, A5 – триггер Шмитта, A6 – схема формирователя задержки, A7 – логическое «И», A8 – логическое «или», A9 – инвертор, AO 1 – аналоговый выход (электрический сигнал напряжения 0...10В), DO 1 – дискретный выход тип «сухой контакт» (релейный выход, коммутирующий подачу напряжения 24В на соленоид клапана К1-2)

Блок организации режима «полоскания»

Блок организации режима «полоскания» (БПК) (рис.5) функционирует согласно следующему алгоритму.

Для инициирования работы программы контроллера в режиме «ПОЛОСКАНИЕ», необходимо, чтобы внешняя команда «ПОЛОСКАНИЕ» имела разрешающее значение, а команда «РАБОТА» была бы запрещена. При одновременном ошибочном получении команд «РАБОТА» и «ПОЛОСКАНИЕ», приоритет отдаётся команде «ПОЛОСКАНИЕ». При выполнении цикла «РАБОТА», сигнал «ПОЛОСКАНИЕ» может быть принят только после перехода сигнала «РАБОТА» в низкий уровень. Временной интервал очередности подачи сигналов не лимитирован. В любом случае и цикл «РАБОТА» и цикл «ПОЛОСКАНИЕ» будет закончен контроллером приведением арматуры контуров в исходное состояние. Разрешающий сигнал «ПОЛОСКАНИЕ», активирует БПД на режим поддержания давления. Под управлением БПД, согласно алгоритму работы блока поддержания давления, в контуре будет установлено давление, задаваемое УСВУ для этого режима (может отличаться от величины штатного давления). Разрешающий сигнал «ПОЛОСКАНИЕ» разрешит управление предохранительным клапаном К1-2 (К2-2) и его малое сечение будет способствовать плавному уменьшению давления в контуре при выпуске газа. Активируется триггер Шмитта системы полоскания, который при величине давления Рбтэ равной или больше 5кПа запретит работу ПИД-регулятора системы БПД, закрыв тем самым клапан Кр1-1 (Кр2-1). Установившееся давление в контуре

будет удерживаться 20 секунд, после чего откроется клапан К1-2 (К2-2), осуществляющий вентиляцию контура. При уменьшении величины давления Рбтэ до значения в 0,5кПа, клапан К1-2 (К2-2) закроется, и снова активируется БПД, подавая газ в контур рециркуляции. Циклы набора давления с последующей вентиляцией контура будут повторяться до тех пор, пока не будет деактивирована команда «ПОЛОСКАНИЕ».

Формирование сигнала «ПОЛОСКАНИЕ» осуществляется глобальной системой управления энергоустановки. Важно учесть, чтобы сигнал «ПОЛОСКАНИЕ» формировался корректно. Например, необходимо запретить выдачу сигнала «ПОЛОСКАНИЕ» при наличии тока потребителя электрохимического генератора. Именно поэтому одновременное выполнение команд «РАБОТА» и «ПОЛОСКАНИЕ» взаимно исключено алгоритмом САУ. В режиме ввода батареи топливных элементов в эксплуатацию полоскание целесообразно осуществлять до некоего максимального порогового значения ЭДС батареи топливных элементов. При выводе БТЭ в режим консервации – соответственно до нижнего порогового значения, при этом полоскание осуществляется инертным газом (азотом).

Блок периодической продувки

Блок периодической продувки (БПП) функционирует следующим образом. Давление в анодных камерах поддерживается блоком стабилизации посредством ПИД-регулятора БПД. Режим работы БТЭ - произвольный рабочий. Клапан К1-4 (К2-4) закрыт, ПИД-регулятор блока периодической продувки не активен. При

поступлении на вход БАУ команды «ПРОДУВКА» (сигнал BL) взводится триггер формирователя команд в состояние TBL «ON» и вырабатывается сигнал BL_ON, что блокирует управление клапаном K1-2 (K2-2) и активирует ПИД-регулятор БПП с установкой давления Pбтэ равной величине, полученной от УСВУ. По достижении давлением Pбтэ требуемого для продувки значения, блоком ФПС формируется сигнал BLN, который совместно с сигналом BL_ON, посредством логического «И», и аналогового выхода инициирует открытие клапана Kp1-4 (Kp2-4). При достаточном запасе давления P1-1 (P2-1) режим «ПРОДУВКА» будет осуществляться в течение 13 секунд. Время продувки задается времязадающей цепью В33, В34, В36. В случае падения давления Pбтэ ниже конструктивно заданной величины, (при недостаточном запасе давления на входе в контур) продувка прекращается по сигналу ФПС BLN «OFF», не дожидаясь окончания тринадцатисекундного цикла. В обоих случаях, по окончании продувки вырабатывается сигнал BL_OF, приводящий к сбросу триггера в формирователе команд в исходное состояние. ПИД регулятор БПП деактивируется, разрешается управление клапаном K1-2 (K2-2) и управление полностью передается блоку БПД.

Блок осушения конденсатоотводчика

Блок осушения конденсатоотводчика (БОК1,2) (рис.6) реализован на основе RS-триггера с инвертированным сбросом.

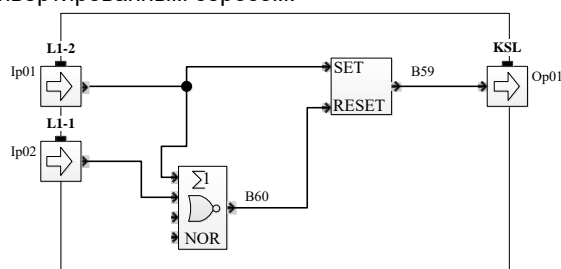


Рис.6 Функциональная схема БОК

Входными сигналами для функционального блока являются сигналы «сухих контактов» датчиков уровня конденсатоотводчика L1-1, L1-2. Выход подключен на управление клапаном, обеспечивающий слив воды.

Окончательная настройка функционирования САУ производится на обслуживаемых блоком контурах рециркуляции реагентов посредством изменения временных констант реакции ПИД-регуляторов, а также пропорционального, интегрального и дифференциального коэффициентов пропорционально-интегрально-дифференцирующего регулятора. Кроме того, следует откорректировать времязадающие цепи до желаемых интервалов, обуславливающих времена (длительности) продувки и интервалов (периодов) циклов «полоскания» батареи топливных элементов.

Таким образом, реализована двухуровневая система управления арматурой контуров рециркуляции водорода и кислорода в электрохимическом генераторе. Верхний уровень выполнен на базе микропроцессорной системы сбора и управления на основе контроллера ADAM серии 5000, которая управляет работой БТЭ с твердополимерным электролитом и выдает управляющие команды «РАБОТА», «ПОЛОСКАНИЕ» и «РАБОТА» и «ПРОДУВКА» подсистемам нижнего уровня, выполненным на базе программируемых логических контроллеров, которые в соответствии с заложенным алгоритмом и данными получаемыми с датчиков автоматически управляют блоками, входящими в состав систем рециркуляции водорода и кислорода электрохимического регулятора.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Дмитриев Б.Ф., Галушин С.Я., Калмыков А.Н. Особенности проектирования гибридных энергоустановок морских транспортных средств; Морской вестник. Декабрь 2014 №4 (52), с. 34-40.
2. Романов И.Д., Развитие энергетических установок на основе твердооксидных топливных элементов Чернышов Е.А., Романова Е.А.; Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2015. – № 10-1, с. 38-42.
3. Дмитриев Б.Ф., Галушин С.Я. Система управления электропитанием морских транспортных средств с гибридной энергетической установкой на базе электрохимического генератора International Conference on Naval Architecture and Ocean Engineering, NAOE2016, June 6-8, 2016, Saint-Petersburg, Russia, Pages 156-161.
4. Галушин С.Я. Особенности управления электропитанием морских транспортных средств с энергетической установкой на базе топливных элементов. Электротехника, Декабрь 2017, №12, с. 30-35.
5. Попель О.С., Тарасенко А.Б., Филиппов С.П. Энергоустановки на основе топливных элементов: современное состояние и перспективы. Теплоэнергетика. 2018, № 12, с. 5-23
6. Галушин С.Я., Шаманов Д.Н. Система управления рециркуляцией газов в батарее топливных элементов. Электротехника, Декабрь 2017, №12, с. 49-54.
7. Галушин С.Я., Шаманов Д.Н., Ремизов В.В. Автоматизированная система управления БТЭ, входящей в состав гибридной энергетической установки. Сборник трудов «Актуальные проблемы морской энергетики

- второй Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции». СПб. Изд. СПбГМТУ, 2013, с. 23-25.
8. K. Nikiforow, P. Koski J. Ihonen. Discrete ejector control solution design, characterization, and verification in a 5 kW PEMFC system. International Journal of Hydrogen Energy. Volume 42, Issue 26, 29 June 2017, Pages 16760-16772
 9. Cheng Bao, Kexun Zhang, Mingguo Ouyang, Baolian Yi, Pingwen Ming. Dynamic Test and Real-time Control Platform of Anode Recirculation for PEM Fuel Cell Systems. Journal of Fuel Cell Science and Technology AUGUST 2006, Vol. 3 / 345.
 10. Mohsen Dadvar, Ebrahim Afshari. Analysis of design parameters in anodic recirculation system based on ejector technology for PEM fuel cells: A new approach in designing. Volume 39, Issue 23, 04 August 2014, Pages 12061-12073
 11. Ершов М.И., Волкова Ю.В., Мунц В.А. Моделирование режимов работы эжектора для рециркуляции анодных газов. Труды второй научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. Екатеринбург: ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», 2017, с. 62-64.

References

1. Dmitriev B.F., Galushin S.Ya., Kalmykov A.N. Osobennosti proektirovaniya gibridnyh jenergoustanovok morskikh transportnyh sredstv [Design features of hybrid power plants of marine vehicles]; Morskoy vestnik. Dekabr' 2014 №4 (52), с. 34-40.
2. Romanov I.D., Chernyshov E.A., Romanova E.A. Razvitie jenergeticheskikh ustanovok na osnove tverdotsidnyh toplivnyh jelementov [Development of power plants based on solid oxide fuel cells]; Mezhdunarodnyj zhurnal prikladnyh i fundamental'nyh issledovanij. – 2015. – № 10-1, s. 38-42.
3. Dmitriev B.F., Galushin S.Ya. Sistema upravlenija jelektropitanijem morskikh transportnyh sredstv s gibridnoj jenergeticheskoy ustanovkoj na baze jelektrohimicheskogo generatora [Power management system for marine vehicles with a hybrid power plant based on an electrochemical generator] International Conference on Naval Architecture and Ocean Engineering, NAOE2016, June 6-8, 2016, Saint-Petersburg, Russia, Pages 156-161.
4. Galushin S.Ya. Osobennosti upravlenija jelektropitanijem morskikh transportnyh sredstv s jenergeticheskoy ustanovkoj na baze toplivnyh jelementov. [Features of power management of marine vehicles with a fuel cell-based power plant] Jelektrotehnika, Dekabr' 2017, №12, s. 30-35.
5. Popel' O.S., Tarasenko A.B., Filippov S.P. Jenergoustanovki na osnove toplivnyh jelementov: sovremennoe sostojanie i perspektivy. [Power plants based on fuel cells: current status and prospects] Teplojenergetika. 2018, № 12, s. 5-23
6. Galushin S.Ya., Shamanov D.N. Sistema upravlenija recirkulaciej gazov v bataree toplivnyh jelementov. [Gas Recirculation Control System in a Fuel Cell Battery Jelektrotehnika, Dekabr' 2017, №12, s. 49-54.
7. Galushin S.Ya., Shamanov D.N., Remizov V.V. Avtomatizirovannaja sistema upravlenija BTJe, vhodjashhej v sostav gibridnoj jenergeticheskoy ustanovki. [Automated control system for BTE, which is part of a hybrid power plant.] Sbornik trudov «Aktual'nye problemy morskoy jenergetiki vtoroj Vserossijskoj mezhotraslevoj nauchno-tehnicheskoy konferencii». SPb. Izd. SPbGMTU, 2013, s. 23-25.
8. K. Nikiforoshh, P. Koski J. Ihonen. Discrete ejector control solution design, characterization, and verification in a 5 kShh PEMFC system. International Journal of Hydrogen Energy. Volume 42, Issue 26, 29 June 2017, Pages 16760-16772
9. Cheng Bao, Kehun Zhang, Mingguo Oujang, Baolian Yi, Pingshen Ming. Dynamic Test and Real-time Control Platform of Anode Recirculation for PEM Fuel Cell Systems. Journal of Fuel Cell Science and Technology AUGUST 2006, Vol. 3 / 345.
10. Mohsen Dadvar, Ebrahim Afshari. Analysis of design parameters in anodic recirculation system based on ejector technology for PEM fuel cells: A neshh approach in designing. Volume 39, Issue 23, 04 August 2014, Pages 12061-12073
11. Ershov M.I., Volkova Ju.V., Munc V.A. Modelirovanie rezhimov raboty jezhektora dlja recirkuljacii anodnyh gazov. [Modeling the operation of the ejector for recirculation of anode gases] Trudy vtoroj nauchno-tehnicheskoy konferencii molodyh uchenyh Ural'skogo jenergeticheskogo instituta. Ekaterinburg: FGAOU VO «UrFU imeni pervogo Prezidenta Rossii B.N. El'cina», 2017, s. 62-64.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Сергей Яковлевич Галушин, доцент кафедры судовой автоматики и измерений, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: gs@smtu.ru

Дмитрий Николаевич Шаманов, заведующий научно-исследовательским сектором перспективных энергетических установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: shim@smtu.ru

Sergey Ya. Galushin, Associate Professor, Department of Ship Automation and Measurement, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: gs@smtu.ru

Dmitry N. Shamanov, head of the research sector of promising power plants, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: shim@smtu.ru.

УДК 62-713.5, 621.039.524...23

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.051

Расчетно-теоретическое исследование работы блока инжекторов

В.В. Кожемякин¹, Р.А. Иванов², Е.С. Игнатьева¹

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

²Крыловский государственный научный центр

Аннотация. Работа посвящена расчетно-теоретическому исследованию работы блока инжекторов. Рассмотрен пароводяной струйный аппарат, который применяется в качестве средства циркуляции теплоносителя первого контура. Подвод дополнительного потока осуществляется на цилиндрическом участке с внезапным расширением сечения через перемычку. Для достижения поставленной цели разработана программа для ЭМВ, в которой смоделирована зависимость давления от нагрузки в контуре, а также проведено расчетно-теоретическое исследование влияния гидравлического сопротивления на расход перемычки. В данной работе рассмотрены только рабочие режимы, т.е. все инжекторы работают как насосы. В ходе работы было установлено, что при нагрузке в 30% увеличиваются коэффициенты инжекции пароводяного струйного аппарата, но характер работы перемычек не меняется. Так же было установлено, что расход через перемычку меняется не пропорционально коэффициенту гидравлического сопротивления перемычки.

Ключевые слова: Пароводяной струйный аппарат, гидравлическое сопротивление, расчетно-теоретическое исследование, перемычка, инжектор, коэффициент инжекции, расход, давление.

Computational and theoretical research of the injector block function

Vyacheslav V. Kozhemyakin¹, Roman A. Ivanov², Ekaterina S. Ignateva¹

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

²Krylov State Research Center, Russian Federation

Abstract. The paper is devoted to the computational and theoretical study of the injector block operation. A steam-water jet apparatus is considered, which is used as a means of circulating the primary circle coolant. The additional flow is supplied on the cylindrical section with a sudden expansion of the cross-section through the bridge. To achieve this goal, a computer program was developed that modeled the pressure dependence on the load in the circuit, and also a theoretical study of the influence of hydraulic resistance on the flow of the jumper was conducted. In this paper, only operating modes are considered, i.e. all the injectors function as pumps. In the process of the research, it was found that at a load of 30%, the injection coefficients of the steam-water jet apparatus increase, but the nature of the work of the jumpers does not change. It was also found out that the flow rate through the jumper does not change in proportion to the coefficient of hydraulic resistance of the jumper.

Key words: Steam-water jet pump, hydraulic resistance, computational and theoretical research, jumper, injector, injection coefficient, flow rate, pressure.

Введение и постановка задачи исследования

В основе интегральных реакторов (ИР) типа «Бета» лежит идея использования пароводяных струйных аппаратов (ПВСА) в качестве средств циркуляции теплоносителя первого контура. Для таких ИР был создан ПВСА с высокими коэффициентами инжекции и срывным напором. Для того чтобы ПВСА запустился и стал работать как насос через него необходимо обеспечить определенный расход теплоносителя [1]. В ИР типа «Бета» это делается с помощью естественной циркуляции или перемычек. Использование перемычек между цилиндрическими участками камер смешения для запуска ПВСА предложено в [2] и подтверждено экспериментально [3,4].

Была разработана математическая модель работы ПВСА с перемычкой, а также были проведены расчетно-теоретические исследования работы камеры смешения ПВСА с одной кольцевой щелью. [5]. Однако, параметры потока при рассмотрении дополнительного потока при одной кольцевой щели задавались произвольно, в действительности расход потока определяется перепадом давления в соседних друг с другом инжекторах (рисунок 1). Целью данной работы является исследования работы блока инжекторов.

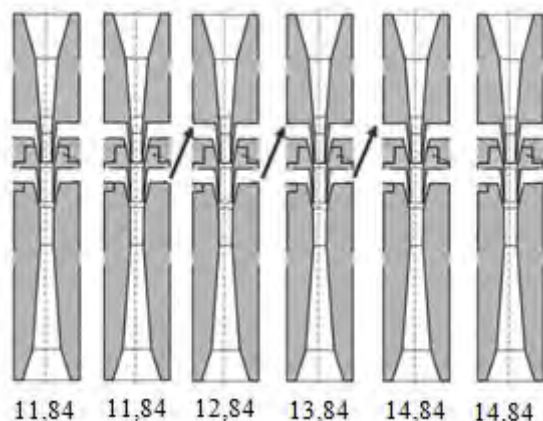


Рис. 1 Направление перетечек между инжекторами

Принято, что цилиндрические камеры смешения ПВСА имеют две кольцевых щели. В общем случае диаметры цилиндрических участков до и после кольцевой щели не равны (рисунок 2).

Также принято, что блок ПВСА включает в себя 4 группы инжекторов с разными коэффициентами инжекции, в частности, рассмотрен случай, когда коэффициенты инжекции на 100% нагрузке равны 11,84, 12,84 13,84 и 14,84.

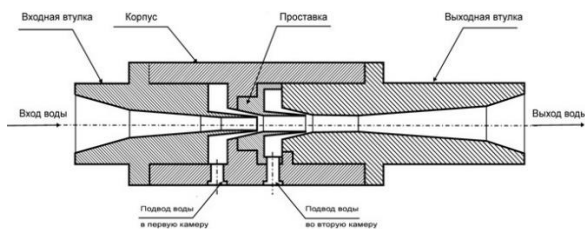


Рис. 2 ПВСА с подводом дополнительного потока через кольцевые щели с внезапным расширением

Инжекторы с помощью перемычек соединены следующим образом: вторая щель одного инжектора соединена с первой щелью следующего по коэффициенту инжекции инжектора (рисунок 1). У инжекторов с минимальным коэффициентом инжекции соединены первые щели, а у инжекторов с максимальным коэффициентом инжекции соединены вторые щели, и в таких соединениях перетечек нет.

1. Работа блока инжекторов

В разработанной программе смоделирована зависимость давления в контуре от нагрузки. Влиянием изменения высоты уровня в агрегате и естественной циркуляцией на данном этапе решено было пренебречь.

Принято, что на статических режимах масса воды (воды и пара) в активную зону должна быть постоянной, так же считалось, что давление в цилиндрической камере смешения струйного аппарата при критическом истечении или собственно расходе равно давлению насыщения от температуры смеси – это было установлено экспериментально и подтверждено во всех последующих экспериментах.

Водяное и паровое сопла, конфузор и цилиндрический участок до кольцевой щели были названы первым инжектором

Вторая камера смешения рассматривалась как второй инжектор: если он работал на критическом расходе, то давление определялось как давление насыщения от температуры смеси второго инжектора, иначе давление определялось по закону сохранения импульса.

Если первая камера смешения работает на критическом расходе, то по уравнению сохранения энергии определяется давление во второй КС, если же на критическом расходе вторая КС, то по уравнению определяется давление в первой КС.

Давление во второй щели выше, чем давление следующего инжектора. Распределений давлений в первой и второй камерах смешения ПВСА на 100% и 30% мощностях показано на рисунок 3.

Давление за перемычкой выше, чем до нее, это обеспечивает перетечки из второй камеры смешения (КС) первого инжектора в первую КС соседнего инжектора. На 30% нагрузке уровень давления существенно снижается, но характер зависимости сохраняется.

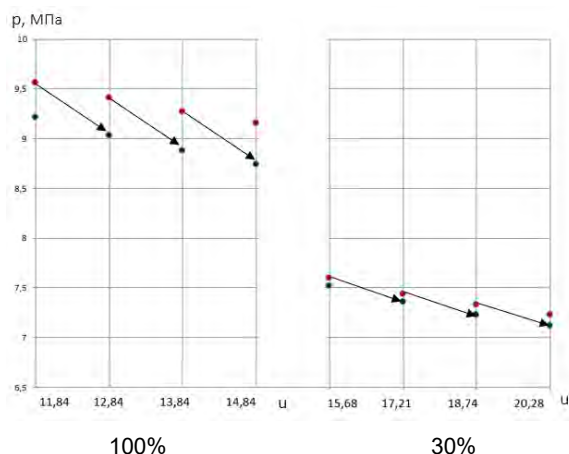


Рис. 3 Давление в первой и второй камерах смешения ПВСА на 100% и 30% мощностях
Красные точки – вторая КС, синие точки – первая КС

В основу проведенных расчетов положена методика, которая изложена в статье [5].

На графике (рисунок 4) показано распределение расходов.

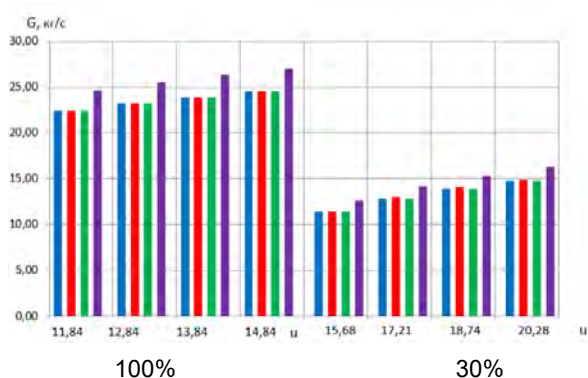


Рис. 4 Распределение расходов на 100% и 30% мощностях
Синяя линия – расход на входе в 1 инжектор, красная – расход на входе в 2 инжектор, зеленая – критический расход через 1 инжектор, фиолетовая – расход критический через 2 инжектор

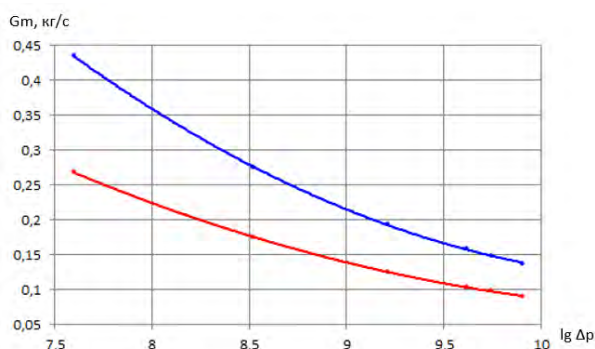
Как видно из графика, на критическом расходе работает первый инжектор.

Расход через перемычку составляет около 2%, поэтому на гистограмме разницы в расходах до перемычки (первый инжектор) и после перемычки (второй инжектор) не видно.

2. Расчетно-теоретическое исследование гидравлического сопротивления перемычки

На рисунке 5 представлено распределение расхода через перемычку при изменении гидравлического сопротивления перемычек на 100 и 30 % мощности.

Как видно из рисунка, по мере увеличения гидравлического сопротивления расход через перемычку уменьшается, при этом, чем выше гидравлическое сопротивление, тем слабее изменяется расход.



Синяя кривая – 100%, красная кривая – 30%

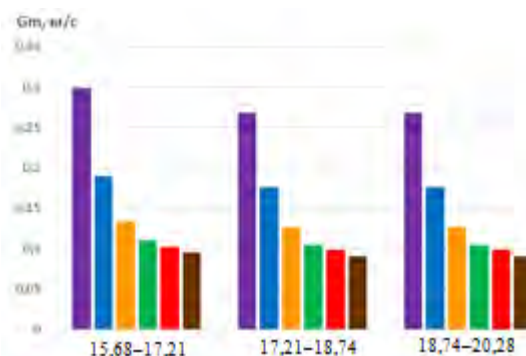
Рис.5 Зависимость расхода через перемычку от гидравлического сопротивления перемычки

Расход, из-за одновременного изменения перепада давления на перемычке, меняется не пропорционально изменению сопротивления перемычки.

На 100% мощности давление в цилиндрических камерах меняется, но различается очень слабо, поэтому расходы в перемычках везде одинаковые. На нагрузке в 30 % при перетечке из первого инжектора во второй происходит скачек расхода.

Распределение расходов на 30% мощности показано на рисунке 6.

В перемычках между инжекторами 17,21-18,74 и 18,7-20,28 расходы примерно одинаковы. Расход в перемычке между инжекторами 15,68-17,21 заметно больше. Это связано с тем, что инжектор с коэффициентом инжекции 15,68 приближается к срыву, при котором у него происходит существенное изменение давления в КС.



Гидравлическое сопротивление перемычки в 106 м-4: фиолетовая - 2000; синяя – 5000; желтая – 10000; зеленая – 15000; красная – 17000; коричневая – 20000

Рис.6 Расходы перемычек между инжекторами на 30% мощности

Следует отметить, что перемычка ухудшает условия работы этого инжектора – уменьшаются коэффициент инжекции и предельный напор.

Заключение

В данной работе рассмотрены только рабочие режимы, т.е. все инжекторы работают как насосы. В этом случае влияние перемычки не должно быть существенным, и расчеты это подтверждают.

При нагрузке 30% увеличиваются коэффициенты инжекции ПВСА, но характер работы перемычек не меняется.

Установлено, что расход через перемычку меняется не пропорционально коэффициенту гидравлического сопротивления перемычки.

При снижении нагрузки в первую очередь происходит срыв инжектора с наименьшим коэффициентом инжекции. Отмечено, что перемычка дополнительно ухудшает условия работы этого инжектора.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Шаманов Н.П., Шаманов Д.Н., Андреев А.Г., Особенности запуска струйного аппарата в первом контуре ядерного паропроизводящей установки. Морской вестник, 2011, №2 (38), с. 49-51.
2. Кожемякин В.В., Шаманов Н.П., Система запуска струйных аппаратов. Патент на изобретение № 2317451. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам Российской Федерации, 2006.
3. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Алексеенко И.М., Полунатурный стенд для экспериментальных исследований судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета». Морской вестник, 2011, №2 (38), с. 47-48.
4. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Андреев А.Г., Коршунов А.И. Экспериментальные исследования на полунатурном стенде судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета-К» на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ. Морские интеллектуальные технологии, 2011, № 4, с. 21-28.
5. Игнатъева Е.С., Кожемякин В.В., Расчетно-теоретическое исследование работы пароводяного струйного аппарата при дополнительном подводе воды в камеру смешения. Статья. Морские интеллектуальные технологии. 2019, № 4, с.148-152.

References

1. Shamanov N.P., Shamanov D.N., Andreev A. G. (2011). Osobennosti zapuska strujnogo apparata v pervom konture yadernoj paroproizvodyashchej ustanovki [Features of launching the jet apparatus in the first circuit of a nuclear steam generating plant]. Morskoy vestnik, 2, pp. 49-51.

2. Kozhemyakin V.V., Shamanov N.P. Sistema zapuska strujnykh apparatov [The trigger system of the jet apparatus]. Patent na izobrenenie 2317451. Federal'naya sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam RF, 2006.
3. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B. Alekseenko I. M. (2011). Polunatornyj stand dlya eksperimental'nykh issledovanij sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata "Beta" [Semi-natural stand for experimental research of the ship's nuclear monoblock steam generating unit "Beta"]. Morskoj vestnik, 2(38), pp. 47-48.
4. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B., Andreev A.G., Korshunov A.I. (2011). Eksperimental'nye issledovaniya na polunatornom stende sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata "Beta-K" na Primorskoj uchebno-nauchnoj baze SPbGMTU [Experimental research on the semi-natural stand of the ship's nuclear monoblock steam generating unit "Beta-K" at the Primorsky educational and scientific base of SMTU]. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 4, pp.21-28.
5. Ignateva E.S., Kozhemyakin V.V. (2019). Raschetno-teoreticheskoe issledovanie raboty parovodnogo strujnogo apparata pri dopolnitel'nom podvode vody v kameru smesheniy [Computational and theoretical research work steam-water jet apparatus with additional water inlet to the mixing chamber]. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 4, pp.148-152

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Вячеслав Вячеславович Кожемякин, 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: kogh2012@yandex.ru

Роман Александрович Иванов, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Крыловский государственный научный центр, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44, e-mail: R_Ivanov@rambler.ru

Екатерина Сергеевна Игнатьева, студент (Магистр) кафедры судовой ядерной и водородной энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: kate.ignateva98@mail.ru

Vyacheslav V. Kozhemyakin, Dr. Sci. (Eng), associate professor, The head of the department of ship nuclear and hydrogen energetics State marine technical university of St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: kogh2012@yandex.ru

Roman A. Ivanov, Dr. Sci. (Eng), professor, the chief Scientist, Krylov State Research Center, Moskovskoe shosse, 44, St. Petersburg 196158, Russian Federation, e-mail: R_Ivanov@rambler.ru

Ekaterina S. Ignateva, student of the department of ship nuclear and hydrogen energetics, State marine technical university of St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: kate.ignateva98@mail.ru

УДК 621.8:629.5

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.052

Прогнозирование долговечности деталей судовых машин и механизмов по критерию усталости материала

В.К. Румб¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. На основе теории о кристаллическом строении металлов рассмотрена физика усталостного разрушения. Показано, что зарождение и развитие усталостных трещин является случайным процессом, состоящим из двух фаз: первая – образование макроскопической (видимой) трещины; вторая – рост трещины до критических размеров, после которых наступает поломка детали. Приведены критерии работоспособности деталей по критерию усталости материала. Особое внимание уделено методическим положениям, позволяющим расчетным путем прогнозировать долговечность деталей для первой фазы усталости материала. Предлагаемая методика базируется на кривой усталости материала и скорректированной гипотезе линейного суммирования повреждений. Отличительной особенностью методики является ее применимость для различных видов нагружения, в частности, показано как с ее помощью можно определять усталостную долговечность для режимного и блочного нагружений деталей. Отмечено, что для повышения точности прогнозирования долговечности необходимы дополнительные экспериментальные исследования прочности материала при циклическом нагружении, равном $10^{10} + 10^{12}$ циклов. В перспективе разработанная методика позволяет рассчитывать остаточную долговечность деталей как разность между расчетной долговечностью новой детали и ее наработкой до момента нового использования.

Ключевые слова: прочность, усталость, долговечность, кривая усталости, гипотеза линейного суммирования повреждений, режимы нагружения, остаточная долговечность.

Predicting the durability of ship's machine parts and mechanisms on the criterion of material fatigue

Viktor K. Rumb¹¹St. Petersburg State marine technical university

Abstract. Based on the theory about the crystalline structure of metals, the physics of fatigue destruction is considered. It is shown that the origin and development of fatigue cracks is a random process consisting of two phases: the first - the formation of a macroscopic (visible) crack; The second phase is the growth of the crack to critical dimensions, after which the part breaks. The criteria for the health of the parts are given on the criterion of material fatigue. Particular attention is paid to the methodical provisions, allowing the calculated way to predict the durability of parts for the first phase of material fatigue. The proposed technique is based on the material fatigue curve and the corrected hypothesis of linear summation of damage. A distinctive feature of the technique is its applicability for different types of loading, in particular, it shows how it can determine fatigue durability for the mode and block loading of parts. It is noted that additional experimental studies of the strength of the material in the cyclical load equal to $10^{10} + 10^{12}$ cycles are needed to improve the accuracy of longevity prediction. In the long term, the developed technique allows to calculate the residual durability of parts as the difference between the calculated durability of the new part and its development until the moment of new use.

Keywords: strength, fatigue, durability, fatigue curve, linear damage summation hypothesis, loading modes, residual durability.

Введение

Под усталостью материала понимают процесс зарождения и развития трещины под действием циклических напряжений и приводящий к поломке детали. В настоящее время общепринято представлять процесс усталости материала на основе теории строения материалов.

Согласно этой теории все металлы имеют структуру в виде кристаллических решеток, которые обладают анизотропностью. Благодаря ей, решетки имеет слабые грани, которые легко деформируются под действием механической нагрузки. Если эта нагрузка превышает силы сцепления атомов, правильная геометрическая форма решетки искажается, а при циклически повторяющейся нагрузке происходит разрыв межатомных связей, что, в свою очередь, вызывает сдвиг слабой грани. Первые линии сдвига в кристаллических решетках появляются уже при числе циклов $1 \div 10\%$ от общей усталостной долговечности. По мере увеличения числа циклов нагружения линия сдвига растёт,

расширяется и, переходя на соседние кристаллические решетки, деформирует их. В результате этого появляются ядро излома с зарождающейся трещиной.

Образование усталостной трещины начинается, как правило, на поверхности детали вследствие облегченных условий деформирования кристаллической решетки и наличия конструктивных концентраторов напряжений или поверхностных дефектов в виде царапин, трещин, неметаллических включений и т.п. Достаточными дефектами для зарождения усталостных трещин являются те, которые имеют размер около 10^{-7} см.

Дальнейшее развитие трещины идет от ядра излома в направлении максимальных касательных напряжений по линиям пластических сдвигов. При больших нагрузках в ядре излома могут возникнуть несколько зародышей трещин. В этом случае трещины при их развитии сливаются в одну магистральную трещину, которая достигает макроскопических размеров (по разным данным от 0,2 до 0,5 мм). Поэтому ее рост практически

невозможно обнаружить. Процесс формирования трещины зависит от величины напряжений. При малых напряжениях скорость формирования трещины незначительная, соответственно длительность ее образования составляет существенную часть всей долговечности детали. Однако, если переменные напряжения высокие, например, в местах концентрации, скорость образования трещины высока, следовательно, трещина образуется быстро.

Далее рост трещины происходит в ее чередующемся раскрытии и закрытии под действием нормальных растягивающих напряжений, максимальная величина которых наблюдается в окрестностях вершины трещины. При этом в вершине трещины возможно образование пластической зоны, в пределах которой номинальные напряжения превышают предел текучести материала. В результате у вершины трещины появляются характерные на изломе полосы, бороздки, ступеньки, уступы. Их ширина зависит от величины действующего напряжения. Эта стадия, которая может составлять значительную часть всей долговечности, определяет собственно усталостное развитие трещины. Медленный устойчивый процесс роста трещины идет со скоростями $10^{-8} \dots 10^{-12}$ м за цикл изменения напряжений. По мере развития трещины скорость ее роста увеличивается, соответственно растет ее размер.

Наконец трещина достигает критического размера, после чего скорость ее роста резко возрастает и наступает неуправляемый и прогрессирующий процесс усталостного разрушения. Критический размер трещины определяется в десятки миллиметров и зависит от конструктивных особенностей детали и ее нагруженности. Зона ускоренного развития трещины завершается разрушением материала. Анализ изломов свидетельствует о возникновении в этой зоне пластических деформаций, а разрушение обладает признаками хрупкого излома.

Рассмотренный физический процесс развития усталости материала от зарождения трещины до ее разрушающего действия свидетельствует: этот физический процесс весьма не предсказуемый, он может протекать при напряжениях значительно меньших предела прочности или даже предела текучести. Вовремя обнаружить развивающуюся усталостную трещину практически невозможно. В связи с этим при проектировании машиностроительных конструкций следует производить расчеты не только из предположения отсутствия трещин в течение заданной долговечности, но и предусматривать возможность их расчета с трещинами в случае их возникновения.

Критерии усталостной долговечности

На современном уровне машиностроения при расчетах прочности уже недостаточно ограничиваться только определением коэффициента запаса прочности и по его величине судить о долговечности деталей. В основе данного суждения лежит соотношение между коэффициентом запаса прочности n и его минимальным значением n_{\min} . Если $n > n_{\min}$, то с большой вероятностью деталь

выдержит без разрушения базовое число циклов нагружения N_B . В противном случае разрушение произойдет через N циклов, причем $N < N_B$, т.е. в этом случае деталь будет иметь ограниченную долговечность. Для многоциклового усталости $N_B = 10^7 \div 10^8$ циклов.

В условиях постоянно возрастающих требований к проектным решениям нужно уметь оценивать долговечность детали не косвенно, а непосредственно, выражая ее в конкретных величинах (часах, циклах и др.). Такое умение прогнозировать долговечность расчетным путем позволяет предупреждать отказы или аварийные ситуации машин, вызванные поломками их деталей. Актуальность определения долговечности обуславливается также проявлением тенденции проектирования механизмов на заданный эксплуатационный ресурс. Все это вызывает необходимость пересмотра сложившихся взглядов на расчеты прочности, которые должны дополняться, а в будущем и заменяться расчетом долговечности.

В условиях действия циклических нагрузок показателем долговечности является ресурс – продолжительность работы детали от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. По поводу его имеются принципиальные разногласия в виде различных критериев усталостной долговечности.

Одни авторы предельным состоянием считают полное разрушение детали, ссылаясь на кривую усталости Велера. В этом случае естественно возникает проблема установления границы между поломкой и безопасной долговечностью с учетом реальных условий эксплуатации и неизбежных при этом случайных отклонений как действующей нагрузки, так и прочностных свойств материала.

Другие авторы под предельным состоянием понимают появление первых макроскопических усталостных трещин глубиной $0,2 \div 0,5$ мм. Однако практическая реализация этого предложения наталкивается на трудности дефектоскопии, при которой велика вероятность не обнаружения таких трещин. Между тем, испытания стандартных образцов показывают, что подобные трещины возникают уже после 20 - 30 % общего числа циклов до разрушения [2]. Отсюда следует вывод: деталь, имеющая макроскопические трещины, располагает относительно большой остаточной долговечностью и может еще длительное время безопасно эксплуатироваться.

Существует также мнение о недопустимости эксплуатации деталей с трещинами вообще. Категоричность данного утверждения противоречит физическому процессу усталости материала. По имеющимся сведениям усталостные трещины не возникают при рабочих напряжениях в 4 – 5 раз меньше предела выносливости. Уменьшить рабочие напряжения до таких значений можно только за счет значительного увеличения размеров детали, что не всегда разумно.

Из сказанного следует, что прогнозирование долговечности вынуждает рассматривать две фазы усталостного разрушения. Первая фаза завершается образованием макроскопической трещины, вторая фаза – рост трещины до критического размера, после

которого наступает разрушение детали. В методическом плане это две самостоятельные задачи: одна состоит в алгоритме накопления усталостных повреждений, другая – определение допустимых повреждений. Обе эти задачи, хотя и представляются независимыми, в действительности взаимосвязаны между собой. Их взаимосвязь заключается в едином подходе к возникновению и развитию усталостных трещин. Поэтому определение безопасного срока эксплуатации не исключает расчета прочности детали на выносливость, а наоборот базируется на его результатах. При этом доля случайности в расчетной оценке долговечности остается пока высокой, однако посредством усовершенствования методик удается сближать данные, полученные расчетом и экспериментом.

Методические основы прогнозирования долговечности деталей судовых машин и механизмов

Изложенная ниже методика справедлива только для первой фазы усталостного разрушения. Для этой фазы оценка долговечности базируется на гипотезах, в которых развитие усталостной трещины рассматривается как последовательное накопление повреждений. Соответственно, когда полная накопленная поврежденность достигнет критической величины, происходит усталостное разрушение. Так, согласно линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера разрушение произойдет, если сумма накопленных повреждений станет равной единицы, т.е. [1]

$$a_p = \sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = 1, \quad (1)$$

где p_i и N_i – соответственно текущее число циклов нагружения и число циклов, при котором наблюдается разрушение (рис. 1), k – количество уровней напряжений.

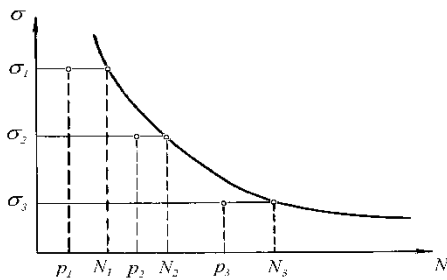


Рис.1. Кривая усталости, поясняющая гипотезу линейного суммирования повреждений

Между тем, результаты многочисленных испытаний лабораторных образцов на усталость показали, что значение a_p к моменту поломки имеет большие отклонения от единицы. По опубликованным данным a_p может находиться в пределах от 0,05 до 4. Различие в полученных величинах a_p еще раз подтверждает, что

закономерности накопления усталостных повреждений более сложны, чем простое линейное суммирование. В частности доказано, что степень повреждаемости зависит от очерденности действия напряжений. Если сначала действует напряжение более высокого уровня, то сумма отношений числа циклов до разрушения меньше той, которая будет, когда в последовательности первым следует напряжение меньшего уровня. Такая закономерность подтверждается результатами испытания лабораторных образцов.

Существенно уменьшить разброс a_p позволяют нелинейные гипотезы накопления повреждений, а также предложенная В.П.Когаевым скорректированная гипотеза линейного суммирования повреждений. Строго говоря, корректировка известной гипотезы Пальмгрена – Майнера касалась не принципа суммирования повреждений, а величины a_p , т.е. суммарной поврежденности после которой следует разрушение. В предлагаемом варианте гипотезы a_p подсчитывается по формуле [2]

$$a_p = \frac{\sigma_{a \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1}}{\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1}}, \quad (2)$$

где ξ – коэффициент коррекции, отражает общий уровень напряженного состояния

$$\xi = \sum_{i=1}^p \frac{\sigma_{ai} V_i}{\sigma_{a \max} V_{\Sigma}},$$

V_i – число циклов нагружения с амплитудой σ_{ai} , V_{Σ} – суммарное число циклов нагружения, удовлетворяющее условию $\sigma_{ai} > 0,5 \sigma_{-1}$.

Входящее в (1) число циклов N удобно определять по кривой усталости, если ее изобразить в двойных логарифмических координатах, рис. 2. При такой аппроксимации каждая ветвь кривой усталости описывается своим уравнением

$$\begin{aligned} \sigma^{m_1} N &= \sigma_{-1}^{m_1} N_B \text{ при } N < N_B \text{ и} \\ \sigma^{m_2} N &= \sigma_{-1}^{m_2} N_B \text{ при } N > N_B, \end{aligned} \quad (3)$$

где m_1 и m_2 – показатели степени, численно равные $m_1 = \text{ctg } \varphi_1$ и $m_2 = \text{ctg } \varphi_2$.

Показатель степени m_1 изменяется в пределах 3÷25. Точнее его величину можно подсчитать по корреляционной формуле [2]

$$m_1 = C/K,$$

где $C = 5 + \sigma_b / 80$, K – коэффициент, учитывающий суммарное влияние всех факторов на предел выносливости детали σ_{-1}^n : $K = \sigma_{-1} / \sigma_{-1}^n$; σ_b, σ_{-1} – пределы прочности и выносливости материала соответственно.

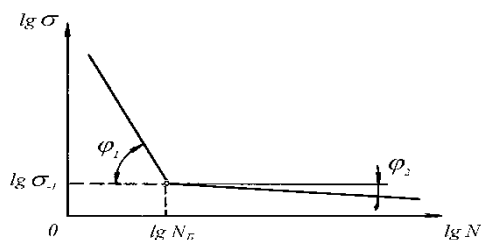


Рис. 2. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

Сложнее обстоит дело с показателем степени m_2 . По опубликованным сведениям m_2 может принимать любые значения в интервале от 10 до 100. Определить m_2 более конкретно трудно из-за больших затрат времени на получение экспериментальных данных. Все это свидетельствует о том, что задача по оценке m_2 требует дальнейшего решения.

Ресурс, как потребительский показатель долговечности, принято выражать в часах наработки. Если каждый цикл нагружения совпадает по времени с одним оборотом машины, то текущий ресурс в часах и ресурс, соответствующий базовому числу N_B , будут

$$T = \frac{N}{60 n_M} \quad \text{и} \quad T_B = \frac{N_B}{60 n_M},$$

где n_M - частота вращения машины, мин⁻¹.

На данном основании (3) можно переписать так

$$T = T_B \left(\frac{\sigma - 1}{\sigma} \right)^{m_1}, \quad \text{при } T < T_B \quad \text{и}$$

$$T = T_B \left(\frac{\sigma - 1}{\sigma} \right)^{m_2}, \quad \text{при } T > T_B. \quad (4)$$

В данных формулах отношение напряжений представляет собой не что иное, как коэффициент запаса прочности. Посредством этого коэффициента определяется степень приближения к предельному состоянию путем сопоставления его значения с минимально допустимой величиной n_{\min} . На основании сказанного выражение, определяющее долговечность детали при многоцикловой усталости, когда $T > T_B$, принимают вид

$$T = T_B \left(\frac{n}{n_{\min}} \right)^{m_2}. \quad (5)$$

В вычислительном отношении зависимость (5) не является тривиальной, поскольку для ее практической реализации требуется выполнить расчет на выносливость. В результате этого расчета определяют действительную величину коэффициента запаса прочности и его минимально допустимое значение. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

В реальных условиях эксплуатации машины работают на переменных режимах. Если накопление повреждений на каждом режиме протекает независимо от других, то текущую наработку можно представить как долю полного ресурса, а именно

$$t_i = x_i T, \quad (6)$$

где x_i - доля времени работы на i -м режиме,

$$\text{причем } \sum_{i=1}^r x_i = 1.$$

После подстановки (5) и (6) в уравнение (1) и несложных алгебраических преобразований получим

$$T = \frac{T_B a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}}. \quad (7)$$

Для напряженного состояния, которое задается фактическим запасом прочности, a_p следует подсчитывать по формуле

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^*/n_{\min}}{n_i/n_{\min}} x_i, \quad (8)$$

где n_{\min}^* - минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений n_i , r - число рассматриваемых эксплуатационных режимов.

Следует отметить, если по формуле (8) получается $a_p < 0,2$, то эта величина в большинстве случаев не подтверждается опытными данными. Поэтому в таких случаях следует принимать $a_p = 0,2$ [3].

Формула (7) позволяет рассчитать длительность работы детали в часах до появления усталостной макротрещины. При этом долговечность выражается через коэффициенты запаса прочности, т.е. коэффициенты, которые по существу несут в себе обобщающую характеристику прочности детали.

Оценка долговечности при случайном нагружении

Рассмотренное выше режимное нагружение деталей встречается крайне редко. Чаще, изменение напряжений представляет собой случайную функцию времени, т.е. $\sigma = f(t)$. Даже на установившихся режимах наблюдается случайные отклонения напряжений от их среднего значения. Такие отклонения могут вызываться как внешними неконтролируемыми возмущениями, так и динамическими явлениями, происходящими внутри самой машины. При проектировании надежной техники приходится считаться с этими случайными напряжениями потому, что они могут быть определяющими при оценке долговечности деталей.

Одним из основных методов анализа случайных процессов является корреляционная теория, которая дает возможность по ограниченной записи, полученной, например, в результате тензометрирования детали или посредством имитационного моделирования, определить количественные показатели, характеризующие процесс в целом. На практике данная теория предусматривает выполнение следующих этапов.

Первый этап - дискретизация функции $\sigma = f(t)$ - т.е. замена непрерывного случайного процесса последовательностью случайных чисел. В

результате дискретизации получается выборка случайных чисел, которая полностью идентифицирует непрерывный процесс.

Следующий этап предусматривает определение длительности реализации, которая позволяет получить информацию о случайном процессе в целом. Она устанавливается по времени корреляции τ_k , а оно, в свою очередь, определяется в результате построения корреляционной функции. При дискретном представлении случайного процесса в виде чисел σ_i ($i = 1, 2, \dots, L_\sigma$) ординаты этой функции вычисляются по формуле

$$R(t) = \frac{1}{L_\sigma - m - 1} \sum_{i=1}^{L_\sigma - m} [(\sigma_i - \mu_\sigma)(\sigma_{i+m} - \mu_\sigma)], \quad (9)$$

где $m = 0, 1, 2, \dots, (p-1)$ – число, определяющее величину сдвига; p – число ординат корреляционной функции, обычно $p = 0,1N_\sigma$; μ_σ – среднее арифметическое реализации случайного процесса.

При построении графика корреляционной функции по оси абсцисс откладывают произведения $t = m\Delta t$ (Δt – шаг квантования), а по оси ординат значения $R(t)$ или $\rho(t) = R(t)/S_\sigma^2$, где S_σ^2 – дисперсия случайного процесса, рис.3.

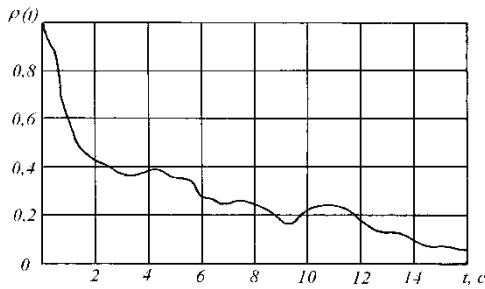


Рис. 3. График нормированной корреляционной функции

По существу, τ_k делит весь случайный процесс на временные промежутки, между которыми можно пренебречь вероятностными связями. В практических расчетах время корреляции назначают из соотношения

$$\rho(t \geq \tau_k) < k,$$

где k – некоторое наперед заданное число, например, $k = 0,01$.

В дальнейшем рассматривается реализация, длительность которой соответствует τ_k , в виде отдельного блока нагружения. Период эксплуатации машины, равный блоку нагружения, обозначим через t_B , тогда количество таких блоков за весь ресурс детали до появления признаков усталостного разрушения будет

$$\lambda = T/t_B. \quad (10)$$

Заключительный этап расчета связан со схематизацией функции $\sigma = f(t)$. Под схематизацией понимают правило подсчета амплитуд напряжений, которые вызывают усталостные повреждения. Наиболее широкое применение в инженерной практике получил метод максимумов. При данном

методе за амплитуду напряжений принимают отклонение между максимальным значением и средним уровнем, т.е. величины σ_1, σ_2 и т.д. (рис. 4).

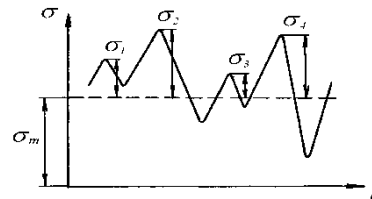


Рис. 4. Схематизация функции $\sigma = f(t)$ по методу максимумов

Далее полученные амплитудные напряжения представляют в виде гистограмм, рис. 5. Если число амплитуд, попавших в i -ступень гистограммы, равно v_i , то общее количество циклов переменных напряжений с данной амплитудой за весь ресурс детали составит

$$p_i = v_i \lambda. \quad (11)$$

Соответственно, суммарное количество амплитуд напряжений всех уровней в блоке нагружения будет

$$v_\sigma = \sum_{i=1}^r v_i,$$

где r – число ступеней гистограммы.

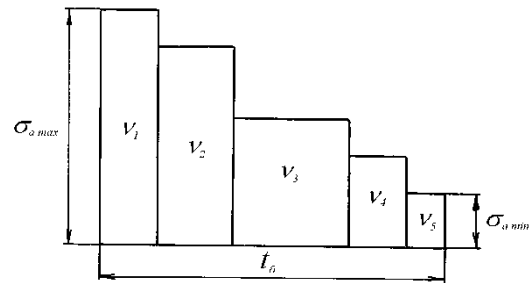


Рис. 5. Гистограмма распределения амплитуд напряжений в блоке нагружения

После выполнения всех этапов корреляционного анализа можно перейти непосредственно к расчету усталостной долговечности. Данный расчет возможен с использованием любой гипотезы суммирования усталостных повреждений. В случае блочного нагружения скорректированная гипотеза суммирования повреждений выражается уравнением

$$\sum_{i=1}^r p_i / N_i = a_p, \quad (12)$$

где a_p – коэффициент коррекции, при условии что

$$\sigma_{ai} < \sigma_{a-1}^n$$

$$a_p = \xi = \sum_{i=1}^r \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \frac{v_i}{v_\sigma}.$$

Величина N_i , входящая в (12), определяется из уравнения кривой усталости как

$$N_i = \frac{(\sigma_{-1}^n)^m N_B}{\sigma_{ai}^m}. \quad (13)$$

Подставляя (11) и (13) в (12) и аналогично предыдущему выражая прочность через коэффициенты запаса прочности, которые подсчитываются при расчете деталей на выносливость, получим долговечность, выраженную числом блоков нагружения

$$\lambda = \frac{a_p N_B}{\sum_{i=1}^r \frac{v_i}{(n_i/n_{\min})^m}}. \quad (14)$$

По аналогии с (8) зависимость для a_p можно представить в виде

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min} v_i}{n_i / n_{\min} v_{\sigma}}.$$

Таким образом, формула (14) позволяет рассчитать число блоков нагружения до появления признаков усталостного разрушения детали. Зная величину λ , можно по (10) подсчитать фактический ресурс, т.е. наработку, в течение которой деталь не достигнет предельного состояния по усталости материала.

Перспективы

Изложенные методические положения, разумеется, не претендуют на абсолютную точность прогнозирования усталостной долговечности деталей судовых машин. Объясняется это тем, что усталостная долговечность по своей физической сущности не может быть детерминированной величиной. Ее случайность обусловлена влиянием большого количества факторов на процессы зарождения и развития усталостных трещин. Из-за неодинакового влияния этих факторов точная оценка долговечности становится проблематичной. Поэтому в условиях неопределенности исходных данных необходим компромисс между расчетом и экспериментом. Достичь указанного компромисса можно с помощью имитационного моделирования.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. – М.: Мир, 1984. – 624 с.
2. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
3. Волков Д.П. Надежность строительных машин и оборудования: учебное пособие / Д.П. Волков, С.Н. Николаев. – М.: Высшая школа, 1979. – 400 с.
4. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем – искусство и наука / Р. Шеннон. – М.: Мир, 1978. – 418 с.

Основные положения имитационного моделирования и практические аспекты его применения подробно рассмотрены в [4]. Не пытаясь повторить их, отметим лишь то, что имитационное моделирование служит всего лишь средством, которое помогает решать задачи при неопределенных исходных данных. Они в имитационном моделировании не задаются, а разыгрываются с помощью специального генератора случайных чисел. После получения случайных величин, составляющих исходные данные, производится расчет по приведенным формулам. В результате многократных расчетов получается дискретный вариационный ряд искомой функции. Статистическая обработка этого ряда позволяет определить его уже неслучайные показатели: математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации и выдвинуть гипотезу о принадлежности ряда тому или иному вероятностному закону распределения.

Таким образом, с помощью имитационного моделирования удастся с высокой степенью достоверности описать функции распределения долговечности, что позволяет достаточно легко определить вероятность усталостного разрушения детали.

В заключение отметим, что предлагаемые методики позволяют определять остаточную долговечность детали, т.е. время роста видимой усталостной трещины до критического размера, после которого наступает окончательное разрушение детали. Исходя из данного понятия, остаточная долговечность определяется разностью между долговечностью новой детали и ее наработкой до момента нового использования. Перспектива этого понятия связана с повторным использованием деталей в качестве запасных частей. Это считается целесообразным, если остаточный ресурс составляет не менее 0,5-0,6 от долговечности новой детали.

Таким образом, остаточный ресурс служит критерием, по которому можно судить о возможности вторичного использования деталей без каких-либо ремонтно-восстановительных работ. Поэтому прогнозирование остаточной долговечности представляет собой важную и ответственную инженерную задачу.

References

1. Collins J. Material damage in the structures. Analysis, Prediction, Prevention / J. Collins. - M.: The World, 1984. - 624 s.
2. Kogaev V.P. Calculations of machine parts and designs for durability and durability: handbook / V.P.Kogaev, N.A.Mahutov, A.P.Gusenkov. M.: Mechanical engineering, 1985. 224 s.
3. Volkov D.P. Reliability of construction machines and equipment: training manual / D.P.Volkov, S.N.Nikolaev. M.: High School, 1979. - 400 s.
4. Shannon R. Simulation Systems - Art and Science / R. Shannon. - M.: The World, 1978. - 418 s.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Виктор Карлович Румб, кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: vkrumb@mail.ru

Victor K. Rumb, Ph.D.(Eng.), Professor, Professor of The Department of Ship's Internal Combustion And Diesel Engines, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121, St. Petersburg, St. Pilot, 3, e-mail: vkrumb@mail.

УДК 62-713.5, 621.039.534...24

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.053

Анализ работоспособности двух систем пассивного отвода тепла со струйными аппаратами для реакторных установок

А.В. Аполлова¹, Е.С. Русаков¹, Д.Н. Шаманов¹, В.В. Кожемякин¹¹ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе анализируется работоспособность двух новых схемных решений систем пассивного отвода тепла со струйными аппаратами на основе экспериментальных исследований, проведенных на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ на многофункциональной исследовательской установке «Бета-К-ТСН».

Целью проводимых экспериментальных исследований является изучение и анализ работоспособности, разрабатываемых схемных решений систем пассивного отвода тепла со струйными аппаратами для реакторных установок.

В соответствии с поставленной целью был проведен ряд испытаний для схемных решений систем. В процессе испытаний в режиме реального времени экспериментально определялись характеристики и особенности функционирования объектов испытаний путем измерений параметров сред, и протекающих теплофизических процессов, производилась их регистрация и последующий анализ. Особенное внимание уделялось режимам первичного автоматического запуска струйных аппаратов систем пассивного отвода тепла, отвода тепла в процессе снижения подводимой мощности и автоматическому перезапуску струйных аппаратов. Результаты испытаний позволили выявить ряд особенностей функционирования предлагаемых систем и их отдельных элементов.

Ключевые слова: система пассивного отвода тепла, аварийное расхолаживание, пароводяные струйные аппараты, реакторная установка.

Performance analysis of two passive heat removal systems with jet devices for reactor installations

Anastasia V. Apollova¹, Egor S. Rusakov¹, Dmitry N. Shamanov¹, Vyacheslav V. Kozhemyakin¹¹State Marine Technical University of Saint-Petersburg

Abstract. The article analyzes the performance of two new circuit solutions for passive heat removal systems with jet based on experimental studies carried out on educational and scientific base of SMTU at the multifunctional research installation "Beta-K-TSN" at the Primorsk.

The purpose of the experimental research is to study and analyze the functioning of the developed circuit solutions for passive heat removal systems with jet devices for reactor installations.

In accordance with this goal, a number of tests were carried out for circuit solutions of systems. During the real-time testing, the characteristics and features of the functioning of test objects were experimentally determined by measuring the parameters of media and thermal processes, and their registration and subsequent analysis were performed. Special attention was paid to the modes of primary automatic start-up of jet devices for passive heat removal systems, heat removal in the process of reducing the input power, and automatic restart of jet devices. The test results revealed a number of features of the proposed systems and their individual elements.

Key words: passive heat removal system, the emergency cooling, steam-water jet devices, reactor plant.

Введение

В настоящее время ужесточились требования к безопасности реакторных установок, это привело к совершенствованию систем безопасности за счет перехода от активных принципов работы к системам безопасности с пассивными принципами [1]. Примером такой системы является система пассивного отвода тепла (далее СПОТ), предназначенная для передачи тепла от активной зоны ядерного паропроизводящего агрегата к конечным поглотителям (заборной воде и/или атмосферному воздуху) при штатном и аварийном расхолаживании, а также при работе на статических режимах малой мощности без использования дополнительных источников энергии. Без затрат электроэнергии, этот процесс можно осуществить с помощью естественной циркуляции (ЕЦ) и/или при помощи струйных аппаратов.

Применение пароводяных струйных аппаратов (ПВСА) не подразумевает размещение охладителя выше источника тепла, но сложность реализации системы СПОТ с ПВСА заключается в особенности

пароводяного струйного аппарата нормально функционировать в достаточно узком интервале по нагреву температуры до насыщения на выходе из ПВСА. Кроме того, для запуска ПВСА необходимо через него обеспечить циркуляцию теплоносителя. Это можно сделать с помощью пусковой емкости или с помощью естественной циркуляции. В работе [8] было проведено экспериментальное исследование некоторых схемных решений СПОТ, направленных на создание СПОТ, способных автоматически осуществлять запуск и перезапуск ПВСА. Данная работа является продолжением этого исследования и направлена на анализ работоспособности двух новых схемных решений СПОТ.

1. Схемные решения СПОТ

Для экспериментального подтверждения работоспособности СПОТ с ПВСА были проведены исследования на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ на многофункциональной исследовательской установке «Бета-К-ТСН» [2, 3].

В текущей работе рассматривались следующие схемные решения СПОТ:

1. схема «макет 1», упрощенная гидравлическая схема которой, приведена на рисунке 1.1.
2. схема «макет 2+», представленная на рисунке 1.2.

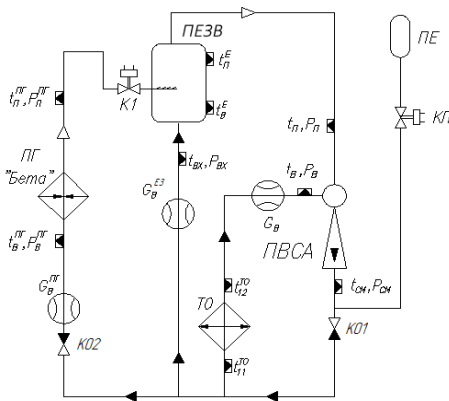


Рис. 1.1. Схема СПОТ «макет 1»: ПГ «Бета» – парогенератор; ПЕЗВ – промежуточная емкость запаса воды; ТО – водо-водяной теплообменный аппарат; ПВСА – пароводяной струйный аппарат; ПЕ – пусковая емкость (БОК – баллон объемного компенсатора); К1, КП – дистанционно управляемая запорная арматура; КО1 – обратный клапан

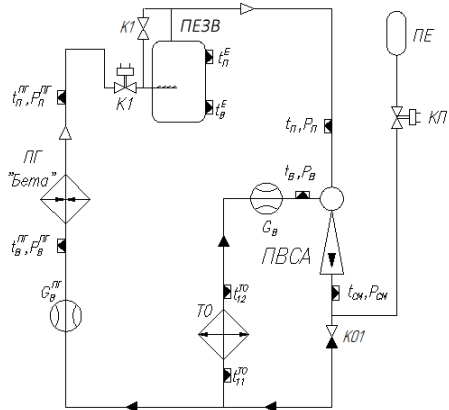


Рис. 1.2. Упрощенная гидравлическая схема СПОТ «макет 2+»

2. Режим первичного автоматического запуска ПВСА СПОТ

Для испытуемых объектов процесс первичного запуска инициировался переключением дистанционно управляемой арматуры. Парогенератор (ПГ) по пару отключается от штатной схемы отвода тепла, и подключается к схеме макета СПОТ. Одновременно производилось открытие емкости баллона объемного компенсатора (БОК), находящейся при заведомо более низком давлении, нежели рабочее давление ПГ. Возникающий при этом перепад давлений между ПГ и БОК, приводит к появлению расхода воды через ПВСА.

Величина стартового расхода $G_{см}(п)$ будет обусловлена располагаемым начальным перепадом давлений между ПГ и БОК, а также располагаемым начальным свободным объемом БОК. В этом процессе следует обратить внимание на особенность расходной характеристики трубки Вентури (камеры смешения инжектора),

достигающей в начальном периоде процесса заполнения емкости БОК своей максимальной пропускной способности, и являющейся «стабилизатором» расхода среды [6].

Возможность и плавность процесса запуска ПВСА будут определяться количественными условиями запуска – соответствием параметров сред (на момент соблюдения двух качественных обязательных условий возможности запуска) – давления, температуры и текущих расходов – рабочему режиму ПВСА, соответствующему этим параметрам. Наиболее подробно количественные параметры и условия запуска ПВСА рассмотрены в работе [7].

Очень важным моментом в процессе замещения паром воды паропроводов для обеспечения дальнейшего (после стартового) устойчивого функционирования ПВСА, является образование запаса парового объема под верхней крышкой ПЕЗВ, обеспечивавшей освобождение рабочего сечения паропровода пара ПЕЗВ-ПВСА.

Пример протекания процесса стартового режима автоматического запуска ПВСА приведен на рисунке 2.1. Объектом испытаний являлся «макет 2+».

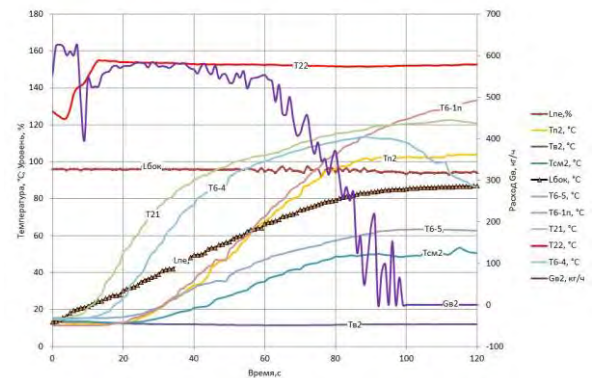


Рис. 2.1. Изменение температур в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «макет 2+»

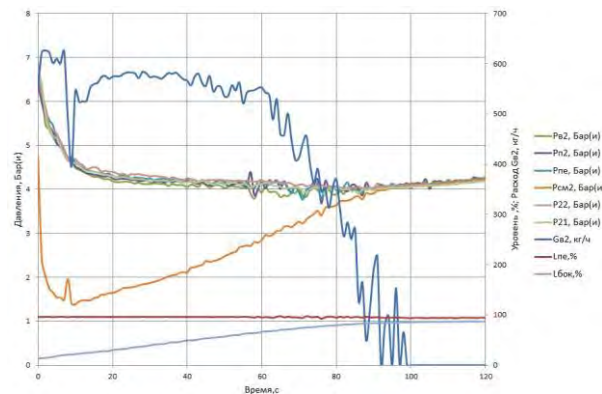


Рис. 2.2. Изменение давлений в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «макет 2+»

При запуске «макета 2+» начальный уровень БОК составлял 13% при атмосферном давлении. Также был несколько поджат клапан соединяющий паропровод ПЕЗВ с коллектором ПВСА. Увеличенное сопротивление тракта привело к

уменьшению расхода воды вытесняемой из паропровода в БОК. И как видно из представленного рисунка, следствием развития процесса явилось отсутствие поступления пара в ПВСА. Отсутствие одного из качественных условий запуска привело к невозможности старта системы.

Сопоставляя данные рисунков 2.1 и 2.2 видно, что температура среды Тп2, на момент выравнивания давлений в БОК и контуре СПОТ составляла всего 108°C, при том, что температура насыщения составляла 158°C. При этом, количество поступившей в БОК воды на момент остановки расхода Gv2 составило 29,4 л. Стоит заметить, что конструктивная емкость парогенератора по воде составляет всего 26 л. Дальнейший процесс вытеснения теплоносителя в БОК мог бы привести к полной потере воды в ПГ.

В процессе первичного старта ПВСА, в этом эксперименте, поступление пара в ПВСА и запуск аппарата происходит при заполнении уровня БОК до 30%. Наличие значительного свободного объема и низкого давления в БОК (процесс заполнения не закончен), при наличии падения давления Pв, обусловленного циркуляцией ПВСА, спровоцировало интенсивное поступление воды из ПГ в БОК. Результатом чего явилась потеря теплоносителя ПГ. Необходимо заметить, что процесс сопровождался сильным акустическим шумом и вибрацией трубопроводов.

Объект испытаний, реализованный согласно схеме «Макет 1» имеет существенные отличия от выше упомянутой схемы по характеру развития процесса первичного запуска ПВСА. Невозвратный клапан КО1-21, установленный в питательном тракте ПГ, препятствует сбросу воды из ПГ в контур. Вследствие чего, при первичном запуске ПВСА, вытеснение теплоносителя в БОК осуществляется только за счет пара, поступающего из ПГ в ПЕЗВ. Это техническое решение гарантирует предотвращение полной потери теплоносителя ПГ при запуске СПОТ, даже в случае наличия в ней течи. С другой стороны этот клапан является дополнительным источником местного сопротивления для ЕЦ по контуру ПЕЗВ-ПГ.

Теплогидравлические процессы, протекающие при первичном запуске ПВСА в схеме «Макет №1» представлены на рисунках 2.3 и 2.4.

Из представленного рисунка видно, что процесс поступления пара в паровое сопло ПВСА протекает за 58 секунд, что обусловлено наличием только одной ветки подачи в контур СПОТ среды с высокими параметрами. Заметим, что запуск происходит при малой величине уровня в БОК. За время протекания процесса в БОК поступило всего 5,2 литра воды. Таким образом, для данной схемы конструктивный объем БОК может быть значительно уменьшен.

Аппарат выходит на режим плавно, и имеет очень стабильный характер расхода, ввиду незаконченности процесса заполнения БОК и уравнивания давления смеси с давлением контура. Кроме того, уменьшение величины давления Pв, происходящее при запуске аппарата, приводит к тому, что ПВСА начинает перекачку теплоносителя из ПЕЗВ в БОК, освобождая при этом паровой тракт ПЕЗВ – ПВСА. Значительное несоответствие объема емкости БОК требуемым параметрам, достаточным для первичного запуска, приводит к тому, что к моменту уравнивания давлений в БОК и в контуре

СПОТ, уровень воды в ПЕЗВ имеет очень низкую величину. Этой схеме не свойственно наличия истечения с максимальной пропускной способностью через проточную часть ПВСА.

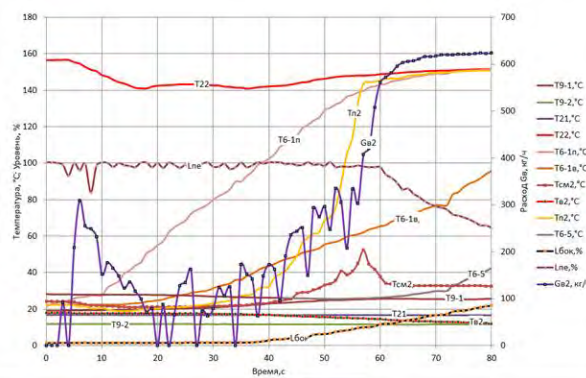


Рис. 2.3. Изменение температур в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «Макет 1»

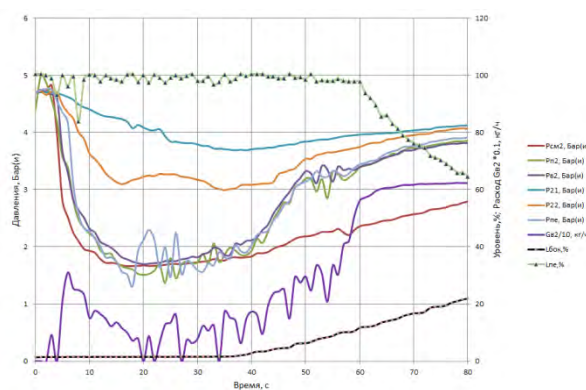


Рис. 2.4. Изменение давлений в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «Макет 1»

Критериями успешного завершения процесса автоматического запуска ПВСА и приведения СПОТ в состояние пассивного отвода тепла, являются наличие свободного газового объема. Для схемы «Макет 2+» уровень ПЕЗВ составляет 85-95%. Схеме «Макет 1» по окончании процесса первичного запуска ПВСА характерен низкий уровень ПЕЗВ (Lвезв = 10-12%). Это может привести к невозможности старта системы по причинам отсутствия поступления пара в ПВСА или из-за полной потери воды в ПГ.

Подводя итог изложенному материалу, необходимо отметить, что переход установки на СПОТ должен происходить в расчетном режиме для произвольного момента времени – при произвольном количестве воды в ПГ. В том числе это может быть режим, когда количество воды в ПГ чрезвычайно мало. Эта задача может решаться несколькими путями, например:

- установкой в питательном тракте ПГ невозвратного клапана, препятствующего оттоку воды из ПГ (как реализовано в схеме «Макет 1»);
- установкой в питательный тракт ПГ трубки Вентури малого сечения, ограничивающего максимальную пропускную способность;

- осуществление первичного запуска из специальной пусковой (стартовой) емкости СЕ, или емкости БОК, находящейся при заведомо более высоком давлении, нежели давление второго контура, и содержащей объем запаса воды, не менее объема парогенератора.

На основании проведенных экспериментальных исследований описанных макетов СПОТ можно сделать выводы:

1. «Схема 2+» обладает «агрессивным» характером запуска и склонна к потере теплоносителя ПГ и запариванию водяных трактов СПОТ в процессе первичного запуска ПВСА.

2. Схемой «Макет 2+» при запуске гарантируется большой недогрев воды до насыщения на входе в ПВСА. Это реализовано за счет размещения теплообменного аппарата между «горячим» контуром ПГ и приемной камерой ПВСА.

3. Наиболее устойчивой и менее претензионной с точки зрения гидравлических параметров является схема «Макет 1», содержащая невозвратный клапан в питательной магистрали ПГ.

4. В любом случае свободный объем пусковой емкости на момент инициирования работы СПОТ должен быть не меньше объема воды, содержащейся в паропроводе подачи пара на ПВСА – для обеспечения возможности её вытеснения и замещения паром и доставки пара в приемную камеру ПВСА.

5. Емкость БОК должна иметь первоначальный объем воды, не допускающей заброс воздуха из нее в магистрали контура СПОТ ПГ при возможном вакуумировании в процессе отвода тепла.

6. Конструктивно емкость БОК должна быть расположена выше уровня всех трубопроводов контура СПОТ ПГ. Подключение к контуру должно осуществляться либо в нижней точке БОК, либо посредством внутренних патрубков, опущенных до дна емкости.

3. Режим отвода тепла в процессе снижения подводимой мощности

Изучаемые в рамках настоящей работы модели СПОТ можно условно разделить на две группы:

- 1) С организацией процесса ЕЦ по контуру ПГ-ПЕЗВ («макет 1»);
- 2) Без организации процесса ЕЦ по контуру ПГ-ПЕЗВ («макет 2+»).

Объект испытаний, собранный по схеме «макет 1» имеет устойчивый характер отвода тепла в процессе уменьшения подводимой мощности. Созданный в процессе стартового режима значительный паровой объем в ПГ и располагаемый запас газового объема в баллоне объемного компенсатора (БОК), обуславливает стабильный и безостановочный режим работы ПВСА на протяжении практически всего цикла испытаний (рисунок 3.1).

Циклические процессы, связанные с остановкой и перезапуском циркуляции ПВСА, наблюдаются в период, когда величина отводимой СПОТ мощности (черная линия) превышает величину подводимой мощности (зеленая линия). Процессы остановки и перезапуска ПВСА в этой схеме, такие – же, как описанные в [8]. Они связаны с заполнением емкости ПЕЗВ и прекращением подачи пара.

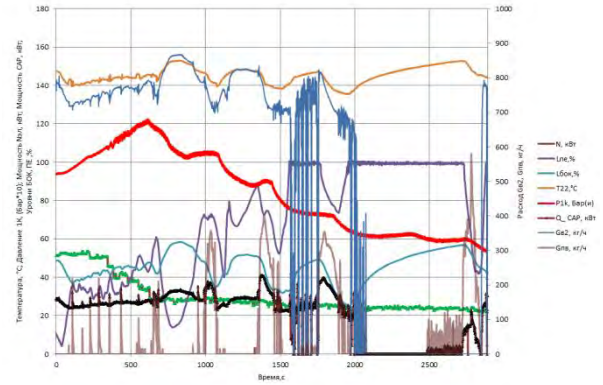


Рис. 3.1. Процесс отвода тепла СПОТ («Макет 1») при плавном снижении подводимой электрической мощности

В объекте «Макет 1» возврат теплоносителя в ПГ осуществляется не только под действием перетока из ПЕЗВ, но и за счет давления смеси, создаваемого напором инжектора на входе емкости БОК. В этой схеме ЕЦ из ПЕЗВ в БОК кроме описанных выше факторов, затруднена еще и наличием клапана КО1-21, а точнее требуемым для его открытия перепадом давления.

Как видно из рисунка 3.1, при недостаточном отводе тепла давление первого контура (красная линия) растет и достигает экстремума при уравнивании величин подводимой и отводимой мощности.

Предпосылками для реализации схемного решения «Макет 2+» и проведения его испытаний, явилась идея избавиться от ПЕЗВ, как от источника цикличности процессов. Характер процесса отвода тепла СПОТ, при плавном снижении подводимой электрической мощности от 56кВт до 0 кВт приведен на рисунке 3.2.

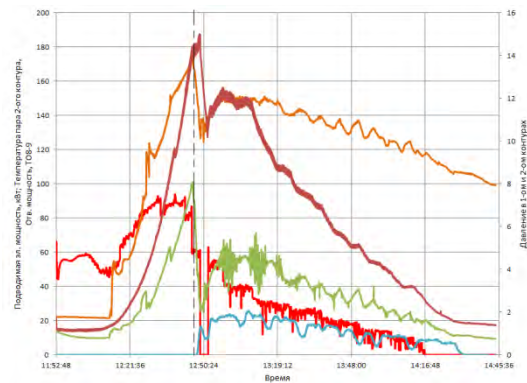


Рис. 3.2. Характер процесса отвода тепла СПОТ «Макет 2+»

Необходимо отметить, что данная схема очень критична к правильному выбору начального свободного объема БОК. Установка невозвратного клапана в питательную магистраль ПГ решает проблему первичного запуска в емкость с низким давлением, однако затрудняет процессы автоматического перезапуска ПВСА. В случае применения невозвратного клапана в питательной ветви ПГ, струйный аппарат целесообразно размещать ниже уровня ПГ, чтобы избежать запаривания приемной камеры в процессах

перезапуска. Перезапуск ПВСА в этом случае будет осуществляться посредством вытеснения паром воды из «затопленного» парового сопла в БОК.

По результатам изложенного материала можно сделать следующие выводы:

1. Циклических процессов циркуляции теплоносителя, возникающих при превышении отводимой СПОТ мощности над подводимой к ПГ, можно избежать – путем решения задачи принудительного изменения параметров теплоотвода СПОТ (например, использованием нескольких параллельно включенных ПВСА, работающих на отдельные секции ТО);

2. При применении схем с ЕЦ и промежуточной емкостью ПЕЗВ, целесообразно в емкости ПЕЗВ изготовить перегородку, разделяющую её на два объема – объем стабильного уровня воды, соединенный с питательным трактом ПГ и объем запаса воды, соединенный с трактом ПВСА. В верхней части ПЕЗВ оба объема объединены. Разделение ПЕЗВ на два объема организует в системе СПОТ два самостоятельных циркуляционных тракта, а именно прямоточный парогенератор и объем стабильного уровня воды ПЕЗВ, установленной выше ПГ, создадут тракт ЕЦ через прямоточный парогенератор, а другой – циркуляционный тракт отвода тепла от емкости ПЕЗВ посредством ПВСА. Данное схемное решение позволит уменьшить взаимное влияние циркуляционных трактов ЕЦ и ПВСА друг на друга.

3. Емкость запаса воды не является обязательным элементом СПОТ. Возможна реализация СПОТ с ПВСА для прямоточного парогенератора без ПЕЗВ. Об этом свидетельствуют результаты испытаний «Макета 2+». Именно это схемное решение кажется наиболее перспективным для реализации СПОТ с ПВСА.

4. Режим автоматического перезапуска ПВСА

В схемном решении с ЕЦ («макет 1») алгоритм автоматического запуска ПВСА осуществляется посредством освобождения затопленного парового сопла ПВСА при возникновении естественной циркуляции и снижении уровня в ПЕЗВ, являющейся сообщающимся сосудом со струйным аппаратом. Экспериментальные исследования показали, что автоматический запуск происходил как при понижении уровня в ПЕЗВ, так и при его заполнении.

Испытания схемы «Макет 2+» показали, что при остановке ПВСА, даже в отсутствие «задающего уровня», запуск ПВСА все равно происходит за счет вытеснения теплоносителя через проточные части ПВСА в БОК.

Как и в испытаниях [8], серьезной проблемой для работы ПВСА является воздух, выделяющийся в процессе нагрева воды контура СПОТ. Попадание воздушного пузыря в камеру смешения приводит к срыву циркуляции. Для решения этой проблемы необходимо применение в составе приемного тракта ПВСА «воздушных ловушек», снабженных автоматическими конденсатоотводчиками.

Заключение

В результате натурных исследований была проанализирована работоспособность двух новых схемных решений СПОТ. Были выявлены особенности и характеры протекания процессов, свойственные как конкретным схемным решениям, так и системам циркуляции с ПВСА в принципе.

В ходе работы были получены экспериментальные подтверждения возможности создания системы, способной в непрерывном режиме, без срывов (остановок) принудительной, иницируемой ПВСА, циркуляции работать в широком диапазоне изменения величины отводимого тепла – до момента перехода на естественную циркуляцию.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Королев В.И., Ластовцев А.Ю., Повышение безопасности атомных плавучих объектов за счет совершенствования систем безопасности, предотвращающих выход теплоносителя в окружающую среду. Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова, 2015, № 1(29), С. 60-68.
2. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Алексеенко И.М. Полунатурный стенд для экспериментальных исследований судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета» // Морской Вестник. – 2011. – № 2(38). – С. 47-48.
3. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Андреев А.Г. Экспериментальные исследования на полунатурном стенде судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета-К» на приморской учебно-научной базе СПбГМТУ // Морской Вестник. – 2012. – № 2(42). – С. 29-31.
4. Аполлова А.В., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Шаманов Н.П. Экспериментальные исследования системы пассивного отвода тепла на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. – № 4(42) Т.1. – С. 115-123.
5. Большухин М.А., Пахомов А.Н., Соколов А.Н., Хизбуллин А.М. Система аварийного отвода тепла. Патент РФ на полезную модель № 150816 от 27.02.2015.
6. Крамченков Е.М., Губарев В.Я., Стерлигов В.А., Урбанович Л.И., Ермаков О.Н. Эффект запирания расхода в трубке Вентури, Труды 4-й Российской национальной конференции по теплообмену. Т. 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. – М., МЭИ, 2006. – С. 262-264.
7. Андреев А.Г. Исследование параллельной работы пароводяных струйных аппаратов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. СПб, 2012, 25 с.

8. Аполлова А.В., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Тихомиров Б. А., Русаков Е.С. Экспериментальное исследование систем пассивного отвода тепла с ПВСА для реакторных установок // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – № 4(46) Т.1. – С. 123-130.

References

1. Korolev V.I., Lastovtsev A.YU. (2015). Povyshenie bezopasnosti atomnykh plavuchikh ob"ektov za schet sovershenstvovaniya sistem bezopasnosti, predotvrashhayushhikh vykhod teplonositylya v okruzhayushchuyu sredu [Improving the safety of nuclear floating facilities by improving safety systems that prevent the release of coolant into the environment]. Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 1(29), 60-68.
2. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B., Alekseenko I.M. (2011). Polunaturnyj stand dlya ehksperimental'nyh issledovaniy sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta» [Semi-natural stand for experimental research of the ship's nuclear monoblock steam generating unit "Beta"]. Morskoj Vestnik. 2(38), 47-48.
3. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., SHamanov D.N., Solomyanskij V.B., Andreev A.G. (2012). Eksperimental'nye issledovaniya na polunaturnom stende sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta-K» na primorskoj uchebno-nauchnoj baze SPbGMTU [Experimental research on the semi-natural stand of the ship's nuclear monoblock steam generating unit "Beta-K" at the Primorsky educational and scientific base of State Marine Technical University of Saint-Petersbutg]. Morskoj Vestnik. 2(42), 29-31.
4. Apollova A.V., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Shamanov N.P. (2018). Eksperimental'nye issledovaniya sistem passivnogo otvoda tepla na Primorskoj uchebno-nauchnoj baze SpbGMTU [Experimental studies of the passive heat removal system at the Primorsky educational and scientific base of State Marine Technical University of Saint-Petersbutg]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 4(42) T.1, 115-123.
5. Bol'shuhin M.A., Pahomov A.N., Sokolov A.N., Hizbullin A.M. Sistema avarijnogo otvoda tepla. Patent RF na poleznuyu model' № 150816 ot 27.02.2015 [Emergency heat removal system. Russian patent for utility model No. 150816 dated 27.02.2015].
6. Kramchenkov E.M., Gubarev V.YA., Sterligov V.A., Urbanovich L.I., Ermakov O.N. (2006). Effekt zapiraniya raskhoda v trubke Venturi. Trudy 4-j Rossijskoj natsional'noj konferentsii po teploobmenu. T. 5. Isparenie, kondensatsiya. Dvukhfaznye techeniya [Effect of flow locking in a Venturi tube, Proceedings of the 4th Russian national conference on heat exchange, Vol. 5. Evaporation, condensation. Two-phase flows]. M., MEHI, 262-264.
7. Andreev A.G. Issledovanie parallel'noj raboty parovodyanykh strujnykh apparatov. Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Investigation of parallel operation of steam-water jet apparatuses. The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical Sciences]. SPb, 2012, 25 s.
8. Apollova A.V., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Tikhomirov B. A., Rusakov E.S. (2019) Eksperimental'noe issledovanie sistem passivnogo otvoda tepla s PVSA dlya reaktornykh ustanovok [Experimental study of passive heat removal systems with steam-water jet apparatus for reactor installations]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 4(46), 123-130.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Анастасия Васильевна Аполлова, старший преподаватель кафедры судовой ядерной и водородной энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Вячеслав Вячеславович Кожемякин, 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: kogh2012@yandex.ru

Дмитрий Николаевич Шаманов, заведующий научно-исследовательского сектора перспективных энергетических установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 1900121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: shim@smtu.ru

Русаков Егор Сергеевич, студент группы 2401 кафедры судовой ядерной и водородной энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: egor.ruso@yandex.ru

Anastasia V. Apollova, The senior lecturer of the department of ships nuclear and hydrogen energy, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Vyacheslav V. Kozhemyakin, Dr.Sci. (Eng), The assistant professor, the head of the department of ships nuclear and hydrogen energy, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kogh2012@yandex.ru

Dmitry N. Shamanov, The head of the scientific and research sector for Advanced Energy Facilities, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: shim@smtu.ru

Egor S. Rusakov, The student group 2401 of the department of ships nuclear and hydrogen energy, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: egor.ruso@yandex.ru

УДК 621.825 (0131)

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.054

Вывод зависимости крутящего момента от угла поворота полумуфт канатногиперболической муфты «MAMSAR»

М.А. Минасян¹, А.М. Минасян¹, Лэ Хи Ха¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Виброизолирующие муфты приводов с упругими канатными элементами являются относительно новым направлением и в литературных источниках малоизвестны [1-14]. Они имеют несколько неоспоримых преимуществ перед другими типами муфт. Их характеристики практически не зависят от температурных режимов эксплуатации (температурные диапазоны эксплуатации – от –200 и вплоть до +370 С); они пожаробезопасны, инертны к агрессивным средам; это практически единственный тип муфт, способный долго работать в зонах повышенной и жесткой радиации. Такая нечувствительность к агрессивным средам и условиям эксплуатации позволяет до минимума сократить трудозатраты на их техническое обслуживание.

Статья является логическим продолжением работ авторов о возможности использования канатных опор «MAMSAR» [1-4] в качестве отдельных или сборных муфт приводов. В данной работе в качестве объекта исследования рассматривается муфта с гиперболическим канатным элементом [1].

Целью настоящей статьи является вывод зависимости крутящего момента от смещения для муфт приводов с упругими канатными элементами в виде гиперболы «MAMSAR» [1].

Поставленная цель достигается реализацией следующих задач:

1. Получить формулу зависимости крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты.
2. Экспериментально определить зависимость крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты
3. Уточнить формулу – зависимость крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты с использованием коэффициента поправки на основе экспериментальных данных.

Ключевые слова: муфты, виброизолирующие муфты, канатные муфты, крутящий момент муфты, зависимость крутящего момента муфты от угла закручивания.

Output of the dependence of the torque on the angle of rotation of the half couplings of the rope hyperbolic coupling «MAMSAR»

Minas A. Minasyan¹, Armen M. Minasyan¹, Le Hi Ha¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. Vibration-isolating drive couplings with elastic rope elements are a relatively new direction and are little known in the literature [1-14]. They have several undeniable advantages over other types of couplings. Their characteristics practically do not depend on operating temperature conditions (operating temperature ranges – from -200 and up to +370 C); they are fire-safe, inert to aggressive environments; this is almost the only type of couplings that can work for a long time in areas of high and hard radiation. This insensitivity to aggressive environments and operating conditions allows you to minimize the labor costs for their maintenance.

The article is a logical continuation of the authors work on the possibility of using "MAMSAR" rope supports [1-4] as separate or combined drive couplings. In this paper, a coupling with a hyperbolic rope element is considered as an object of research [1].

The purpose of this article is to derive the dependence of torque on displacement for drive couplings with elastic rope elements in the form of a "MAMSAR" hyperbola [1].

This goal is achieved by implementing the following tasks:

1. Get the formula for the dependence of torque on displacement for a hyperbolic cable coupling.
2. Experimentally determine the dependence of torque on displacement for a hyperbolic cable coupling
3. Refine the formula-the dependence of torque on displacement for a hyperbolic cable coupling using the correction coefficient based on experimental data.

Keywords: couplings, vibration-isolating couplings, rope couplings, coupling torque, dependence of the coupling torque on the twist angle.

Введение

Виброизолирующие высокоэластичные муфты приводов для передачи крутящих моментов в самых различных областях применения, например, для главных и вспомогательных судовых энергетических установок, компрессоров, насосов, приводных агрегатов и т. п., при передаче крутящего момента на вал или присоединенный агрегат обеспечивают компенсацию продольных (аксиальных), радиальных и угловых сдвигов валов с обеспечением их виброизоляции [1-4].

В данной работе рассматривается только канатная гиперболическая виброизолирующая опора [1-4] в качестве муфты приводов.

При выборе и оценке эффективности виброизолирующих высокоэластичных муфт приводов наряду с основными исходными данными обычно учитываются ряд специфических эксплуатационных требований, поскольку они используются, как правило, в условиях воздействия экстремальных температур, агрессивных сред (топливо, масло, морская вода, органические растворители) и, в отдельных случаях, в условиях повышенной радиации. Кроме того, к виброизолирующим муфтам предъявляются

требования, связанные с конструктивными особенностями амортизируемого объекта и технологическими возможностями их осмотра, ремонта и замены. Понятно, что всему многообразию жестких требований, существующих в судостроении, а также других областях техники, удовлетворить практически невозможно. Поэтому конкретные типы виброизолирующих муфт разрабатываются с учетом частных случаев, которые встречаются иногда по отдельности, но чаще в различных сочетаниях [2-4].

Характеристики виброизолирующих муфт приводов с упругими элементами из стального каната практически не зависят от температурных режимов эксплуатации (температурные диапазоны эксплуатации – от -200 и вплоть до +370 С), они пожаробезопасны, инертны к агрессивным средам; это практически единственный тип муфт, способный долго работать в зонах повышенной и жесткой радиации. Такая нечувствительность к агрессивным средам и условиям эксплуатации позволяет до минимума сократить трудозатраты на их техническое обслуживание [2-4].

Если опорные виброизоляторы амортизирующих систем с упругими элементами из стального каната известны специалистам то, муфты с упругими канатными элементами являются относительно новым направлением и в литературных источниках малоизвестны [5-14]. Разработки «MAMSAR+A» направлены на усовершенствовании и развитие известных канатных муфт приводов. Отличительная особенность разработок «MAMSAR+A» заключается в том, что все созданные средства (опытные образцы канатных муфт, устройства, приспособления, установки) оригинальны, запатентованы и использованы в экспериментальных исследованиях [1-4]. Это важно подчеркнуть, поскольку от рождения до реализации идей, как правило, проходит большой период времени, а чаще идеи остаются нереализованными.

Учитывая вышеизложенное, а также имеющийся задел по вопросам разработки и создания запатентованных и перспективных виброизолирующих конструкций и креплений, средств их испытания и оценки эффективности для технических объектов, целью статьи является вывод зависимости крутящего момента от смещения для муфт приводов с упругими канатными элементами в виде гиперболы «MAMSAR» [1-4].

Поставленная цель достигается реализацией следующих задач:

1. Получить формулу зависимости крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты.
2. Экспериментально определить зависимость крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты
3. Уточнить формулу – зависимость крутящего момента от смещения для гиперболической канатной муфты с использованием коэффициента поправки на основе экспериментальных данных.

1. Канатногиперболическая виброизолирующая муфта «MAMSAR»

Канатногиперболическая виброизолирующая муфта [1] состоит из канатногиперболического упругого элемента 1 (рис.1), наружных ведущего 2 и ведомого 3 фланцев с соответствующими

прижимными кольцами 4 и 5, радиально противоположных пазов 6 и 7 пар фланцев с кольцами 2, 4 и 3, 5, крепежных средств 8.

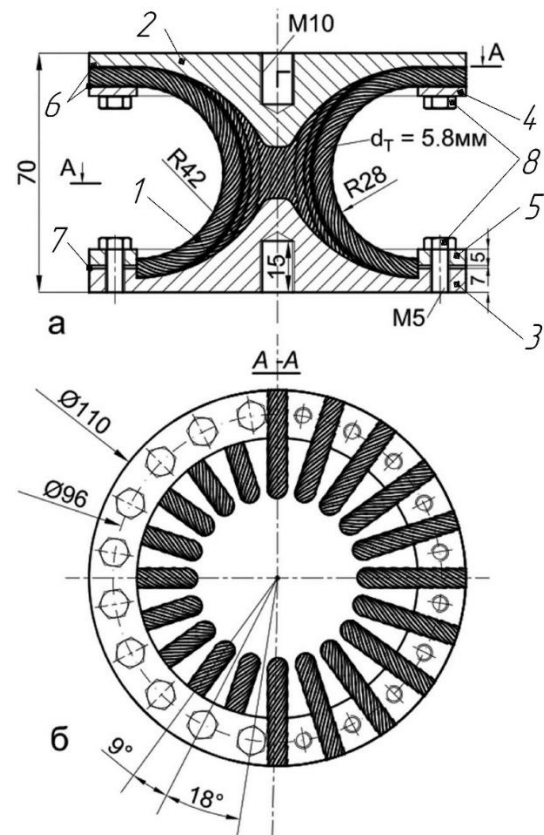


Рис. 1. Продольный разрез муфты и ее вид по поперечному сечению А-А

Наружные поверхности А (рис. 2) ведущего 1 и ведомого 2 фланцев в средней части имеют профилированную, гиперболическую форму. Отрезки стального каната – упругого элемента 5 изогнуты к оси муфты, то есть к гиперболической поверхности А фланцев 1 и 2. Концы В, D отрезков каната упругого элемента 5 закреплены между ведущим и ведомым фланцами 1, 2 и соответствующими прижимными кольцами 3, 4, (рис. 2). При этом канатные отрезки 5 обращены от центра фланцев к их цилиндрической поверхности Е муфты. Между профилированными гиперболическими поверхностями А фланцев 1, 2 и канатными отрезками предусмотрен зазор, который определяется расчетным путем и предназначен для обеспечения возможности допускаемого осевого перемещения муфты с плавным ограничением гиперболическими плоскостями А. Демпфирующие свойства муфты в совокупности обеспечиваются структурой стальных канатных упругих элементов 5, плотностью их расположения в центральной части по оси муфты, а также плавностью контакта и трения между канатами и гиперболической поверхностью А фланцев 1, 2 при работе муфты. Указанные свойства обеспечивают надежность работы агрегата, особенно при пусках, остановках и работе в области резонансных частот вращения дизеля.

Гиперболическая форма канатного упругого элемента 1 (рис.1), 5 (рис. 2) обеспечивает

эффективность работы муфты в условиях смещения и изломов осей ведущего и ведомого валов агрегата.

При передаче вращения и момента с одного вала на другой происходит относительный угол поворота φ ведущего фланца 1 упругим гиперболическим канатным элементом.

2. Вывод приближенной формулы по зависимости крутящего момента от угла поворота полушпунт канатногиперболической муфты на основе теории расчета винтового бруса

На рис. 2 представлена канатногиперболическая муфта, где ведомый фланец 3 с прижимным кольцом 5 заторможен, а на ведущий фланец 2 приложен крутящий момент М. Под действием крутящего момента М ведущий фланец 2 сдвигается относительно ведомого 3 – неподвижного фланца на угол поворота φ со смещением L (рис. 2).

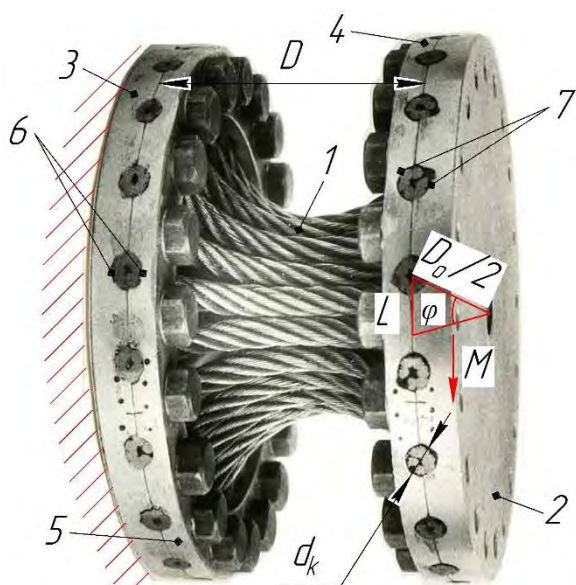


Рис. 2. Канатногиперболическая муфта с заторможенной ведомой частью (ведомый фланец 3 с прижимным кольцом 5)

$$L = D_0 \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \quad (1)$$

где D_0 – диаметр окружности расположения начал рабочих частей канатных полуколец 10 (рис.2).

$$L = \frac{8PD^3}{Gd_{np}^4 i_{np}} \quad (2)$$

где P – сдвигающая сила (или окружное усилие); H, D – средний диаметр канатного полукольца, м; G – модуль упругости материала при сдвиге, МПа; d_{np} – средний диаметр канатных проволок (жил), м; i_{np} – число канатных проволок.

Формула (2) выраженная через крутящий момент имеет вид:

$$L = \frac{8.2MD^3}{Gd_{np}^4 i_{np} n_{ne}} = \frac{16MD^3}{Gd_{np}^4 i_{np} n_{ne}} \quad (3)$$

Откуда крутящий момент равен

$$M = \frac{Gd_{np}^4 i_{np} n_{ne} L}{16D^3} \quad (4)$$

Учитывая, что представленная на рис. 2 канатногиперболическая муфта ранее была создана в качестве опытного образца, то последний и выбран в качестве объекта исследования со следующими исходными данными:

- диаметр каната $d_k = 5,8$ мм;
- канат конструкции 6x19 (1+6+12)+1 о.с. ГОСТ 3070-88. Стальной канат двойной свивки с точечным касанием проволок в прядях;
- средний диаметр канатного полукольца $D=0,0618$ м;
- число прядей $i=6$;
- диаметр проволок $d_{np}=0,00036$ м;
- количество проволок $i_{np}=114$;
- количество полуколец $i_{nk}=20$;
- диаметр окружности расположения начал рабочих частей канатных полуколец $D_0 = 0,08$ м;
- максимальный угол поворота муфты $\varphi_{max} = 20^0$;
- модуль упругости материала $G = 8.10^{10}$ Н/м².

Подставляя соответствующие данные в формулу (4) получим:

$$M = \frac{Gd_{np}^4 i_{np} L}{16D^3} = \frac{8.10^{10} \times 1,68.10^{-14} \times 114L}{16 \times 2,36.10^{-14}} = 40,56L$$

Соответствующие значения крутящих моментов для углов поворота до 20° представлены в табл. 1, а нагрузочная характеристика – на рис. 3 (линия 1).

Таблица 1
Значения крутящего момента муфты в зависимости от угла поворота

φ , град	$L = 0,08 \sin(\varphi/2)$, м	$M = 40,56L_{нв}$, Нм	$M_{э}$, Нм
5	$3,488.10^{-3}$	1,415	0,45
10	$6,976.10^{-3}$	2,829	1,51
15	0,0104	4,234	2,00
20	0,0140	5,633	3,00

3. Экспериментальное определение зависимости крутящего момента от смещения

Экспериментально полученные значения крутящего момента при углах закручивания φ до 20° градусов муфты и соответствующая петля гистерезиса представлены в табл. 2 и на рис. 3 (линии 2-4).

Таблица 3

Экспериментальные результаты нагружения и разгружения муфты

Линия №	φ^0									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
2	0,6	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3	2,6	2,7	2,9	3,0
3	0,1	0,3	0,6	0,8	1,1	1,4	1,7	2,0	2,3	3,0
4	0,3	0,6	0,8	1,2	1,5	1,8	2,1	2,5	2,3	3,0

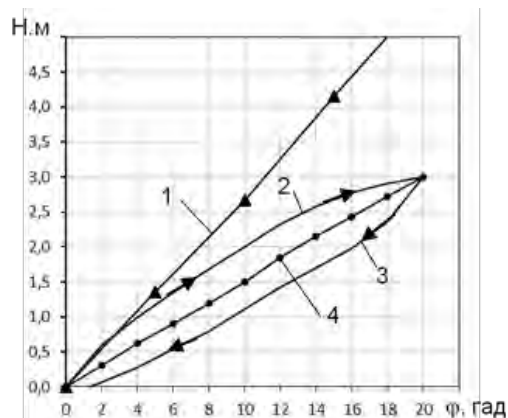


Рис. 3. Нагрузочные характеристики муфты: 1 – Нагрузочная характеристика, полученная по приближенной формуле (4); 2, 3 – экспериментальная петля гистерезиса (нагрузка 2 и разгрузка 3 муфты); 4 – усредненная линия

4. Уточнение формулы зависимости крутящего момента от смещения для гиперболической муфты с использованием коэффициента поправки на основе экспериментальных данных

На основе вышепредставленных исходных данных и экспериментально полученных результатов можно получить поправочный коэффициент для уточнения формулы по определению крутящего момента гиперболической муфты в зависимости от угла поворота муфты.

Как следует из рис.3 все линии до угла поворота $\varphi = 12^\circ$ имеют линейную характеристику, следовательно, уточненная формула крутящего момента будет иметь вид:

$$M = \frac{G \cdot d_{np}^4 \cdot i_{np} \cdot L \cdot k}{16D^3}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (5)$$

где $k = 0,7 - 0,8$ коэффициент поправки.

Максимальное значение коэффициента поправки для углов больше 11° градусов, минимальное значение – для углов от 5° до 11° . Для углов поворота до 4° значения крутящих моментов можно считать одинаковыми.

Таким образом экспериментально определили, что исследуемая муфта может быть использована для крутящих моментов в пределах до 3 Н·м при углах поворота $\varphi = 20^\circ$ (табл. 2, рис. 3).

Заключение

Полученная зависимость крутящего момента от смещения для муфт приводов с упругими канатными элементами в виде гиперболы «MAMSAR» дает возможность еще на стадии проектирования получить нагрузочную характеристику канатного полукольца заданных-расчетных радиуса и диаметра каната с последующим определением требуемого числа канатных стержней для заданного значения крутящего момента и максимального угла закручивания муфты.

Муфта может быть использована в том числе и в качестве элементов сборной муфты.

В настоящее время проведены экспериментальные исследования работоспособности по обеспечению эффективности виброизоляции опытного образца муфты «MAMSAR» на специально разработанной для этой цели установке и авторы надеются в будущем представить на суд читателей полученные результаты.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания: пат. 2037691 Рос. Федерация: МПК F16F 4/14 / Минасян М.А.; заявитель и патентообладатель: Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. Оpubл. 19.06.95 Бюл. № 17.
2. Электронный Каталог XIX Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 29 марта – 1 апреля 2016 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
3. Электронный Каталог XX Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 5-8 апреля 2017 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
4. Электронный Каталог XXI Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 5-8 апреля 2018 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
5. Оперативная идентификация и проверка упругой муфты на крутильную жесткость / У. Ли [и др.] / Издательская Корпорация Хиндави. 2016. ID – 2016432. С.-7.
6. Цэн Х., Жонг Я. Исследование характеристик вибропередачи высокоэластичной муфты / Цзянсукий университет науки и техники. 2015 № 3. С. 251-255.
7. Ли Б., Гао Д., Ли Т. Оптимизация и анализ конструктивных параметров тросовой муфты / Оборудование для угольных Шахт. 2015. № 7. С. 198-200.
8. Гибкая муфта имеющая ось: пат. CN204878408U Китайская Народная Республика № 201520496648.2 / Wang Weiwei.; заявл. 10,07,2015; опубл. 16,12,2015. 5 с.
9. Тросовая гибкая муфта: пат. CN105134813A Китайская Народная Республика. № 201510652036.2 / Цзэн М., Фанг Х., Жун Х., Жанг Ж.; заявл. 12,10,2015; опубл. 09,12,2015. 6 с.
10. Гибкая муфта: пат. CN201973122U Китайская Народная Республика № 201120002545.8 / Тан Yiyin; заявл. 06,01,2011; опубл. 14,09,2014. 5 с.

11. Новая упругая муфта: пат. CN203655933U Китайская Народная Республика № 201320807974.1 / Luo Lin. Wuhu Xinrong ; заявл. 11,12,2013; опубл. 18,06,2014. 6 с.
12. Новая упругая муфта: пат. CN104196909A Китайская Народная Республика № 201410467607.0 / Wang Zhaojing, Ji Xingwen, Chen Chunfeng, Yuan Wenjia, Li Lin. Zhenjiang ; заявл. 15,09,2014; опубл. 10,12,2014. 5 с.
13. Судовая упругая муфта: пат. CN104533976A Китайская Народная Республика № 201410631131.X / Shi Guangzhou.; заявл. 10,11,2014; опубл. 22,04,2015. 8 с.
14. Тросовая муфта: пат. CN201973123U Китайская Народная Республика № 201120127047.6/ Han Geping; заявл. 27,04,2011; опубл. 14,09,2011. 5 с.

References

1. Vibrozolirουσhaya opora dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Vibration isolation support for internal combustion engine]: пат. 2037691 Ros. Federaciya: MPK F16F 4/14 / Minasyan M.A.; zayavitel' I patentoobladatel: Voennomorskaya akademiya im. Admirala flota Kuznecova N.G. Opubl. 19.06.95 Bul. № 17.
2. Jelektronnyj Katalog XIX Moskovskogo mezhdunarodnogo Salona izobretenij i innovacionnyh tehnologij «ARCHIMED» [Electronic Catalog of the XIX Moscow international Salon of inventions and innovative technologies «ARCHIMEDES»]. 29 marta-1 aprelja 2016 goda. Rossija, Moskva, JekoCentr «Sokol'niki». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
3. Jelektronnyj Katalog XX Moskovskogo mezhdunarodnogo Salona izobretenij i innovacionnyh tehnologij «ARCHIMED» [Electronic Catalog of the XIX Moscow international Salon of inventions and innovative technologies «ARCHIMEDES»]. 5-8 aprelja 2017 goda. Rossija, Moskva, JekoCentr «Sokol'niki». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
4. Jelektronnyj Katalog XXI Moskovskogo mezhdunarodnogo Salona izobretenij i innovacionnyh tehnologij «ARCHIMED» [Electronic Catalog of the XIX Moscow international Salon of inventions and innovative technologies «ARCHIMEDES»]. 5-8 aprelja 2018 goda. Rossija, Moskva, JekoCentr «Sokol'niki». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.
5. Operativnaja identifikacija i proverka uprugoj mufty na krutil'nuju zhestkost' [Operational Identification and Verification of the Elastic Coupling Torsional Stiffness] / U. Li [i dr.] / Izdatel'skaja Korporacija Hindavi. 2016. ID – 2016432. S. -7.
6. Shen H., Zhong J. Issledovanie harakteristik vibroperedachi vysokojelastichnoj mufty [Research on the vibration transmission characteristics of the high-elastic coupling] / Czjansuskij universitet nauki i tehniki. 2015 № 3. S. 251-255.
7. Li B., Gao D., Li T. Optimizacija i analiz konstruktivnyh parametrov trosovoj mufty [Optimization and analysis of structural parameters of wire rope coupling] / Oborudovanie dlja ugol'nyh Shaht. 2015. № 7. S. 198-200.
8. Gibkaja mufta imeejushhaja os' [Flexible coupling with an axis]: пат. CN204878408U Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201520496648.2 / Wang Weiwei.; zajavl. 10,07,2015; opubl. 16,12,2015. 5 s.
9. Trosovaja gibkaja mufti [Rope flexible coupling]: пат. CN105134813A Kitajskaja Narodnaja Respublika. № 201510652036.2 / Czjen M., Fang H., Zhu H., Zhang Zh.; zajavl. 12,10,2015; opubl. 09,12,2015. 6 s.
10. Gibkaja mufti [Flexible coupling]: пат. CN201973122U Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201120002545.8 / Tan Yiyin ; zajavl. 06,01,2011; opubl. 14,09,2014. 5 s.
11. Novaja uprugaja mufti [New elastic coupling]: пат. CN203655933U Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201320807974.1 / Luo Lin. Wuhu Xinrong ; zajavl. 11,12,2013; opubl. 18,06,2014. 6 s.
12. Novaja uprugaja mufti [New elastic coupling]: пат. CN104196909A Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201410467607.0 / Wang Zhaojing, Ji Xingwen, Chen Chunfeng, Yuan Wenjia, Li Lin. Zhenjiang ; zajavl. 15,09,2014; opubl. 10,12,2014. 5 s.
13. Sudovaja uprugaja mufti [Ship elastic coupling]: пат. CN104533976A Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201410631131.X / Shi Guangzhou.; zajavl. 10,11,2014; opubl. 22,04,2015. 8 s.
14. Trossovaja mufti [Rope coupling]: пат. CN201973123U Kitajskaja Narodnaja Respublika № 201120127047.6/ Han Geping; zajavl. 27,04,2011; opubl. 14,09,2011. 5 s.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Минас Арменакович Минасян, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mamsar@mail.ru

Армен Минасович Минасян, кандидат технических наук, доцент кафедры вычислительной техники и информационных технологий, 198262, Санкт-Петербург, пр. Ленинский, 101, e-mail: mamsar@mail.ru

Лэ Хи Ха, аспирант, кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: ha le<huyhalemt@mail.com

Minas A. Minasyan, Dr. Sci (Eng), Professor, Professor of the Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Engines, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, Saint-Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: mamsar@mail.ru

Armen M. Minasyan, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of Computer Facilities and Information Technologies, Leninsky, 101, Saint-Petersburg, 198262, Russian Federation, e-mail: mamsar@mail.ru

Le Hi Ha, graduate student, Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Engines, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, Saint-Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: ha le<huyhalemt@mail.com

УДК 621.039.5

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.055

Интегральные водоохлаждаемые реакторы с пароконденсатным циклом и естественной циркуляцией теплоносителя для объектов морской техники

И.В. Кудинович¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Одним из путей улучшения массо-габаритных характеристик судовых водоохлаждаемых реакторов интегрального типа с естественной циркуляцией теплоносителя является реализация пароконденсатного цикла в первом контуре, при котором насыщенный пар с высокой степенью сухости генерируется непосредственно в активной зоне и затем конденсируется в парогенераторе, отдавая тепло рабочему телу второго контура. Тепловыделяющий канал активной зоны с непосредственной генерацией насыщенного пара состоит из кольцевого твэла и установленной в его полости нетепловыделяющей трубки с навивкой для закрутки потока теплоносителя. Закрутка потока внутри твэла предотвращает кризис кипения на его внутренней поверхности (на наружной поверхности твэла имеет место закризисный режим теплоотдачи), что обеспечивает допустимые значения температур топлива и оболочек твэла при достаточно высокой плотности энерговыделений, характерных для активных зон судовых реакторов. В статье описаны особенности теплогидравлического расчета каналов активной зоны, парогенератора-конденсатора и контура естественной циркуляции интегрального реактора с пароконденсатным циклом в первом контуре. Представлены результаты расчета характеристик реакторов тепловой мощностью 150 и 25 МВт. Показано, что размеры интегральных реакторов с естественной циркуляцией теплоносителя при реализации пароконденсатного цикла в первом контуре не превышают размеры характерные для интегральных водоохлаждаемых реакторов с принудительной циркуляцией теплоносителя, предназначенных к использованию на объектах морской техники.

Ключевые слова: интегральный реактор, пароконденсатный цикл, естественная циркуляция, тепловыделяющий канал, закрутка теплоносителя.

Marine integral water cooled reactors with steam-condensate process in the primary circuit

Igor V. Kudinovich¹¹State marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. One of the ways to improve the weight and size characteristics of integrated water-cooled reactors with natural coolant circulation is to implement a steam condensate cycle in the primary circuit, in which dry saturated steam is generated directly in the core and then condenses in the steam generator. The fuel channel of the core with the direct generation of saturated steam consists of an annular fuel rod and a non-fuel pipe installed in its cavity with a winding for swirling the coolant flow. The swirling of the flow inside the fuel element prevents a burn up its internal surface (there is a post-crisis heat transfer regime on the external surface of the fuel element), which ensures acceptable temperatures of the fuel and its cladding at a sufficiently high energy density typical for marine reactor core. The article discusses the features of thermal-hydraulic calculations of the core channel, steam generator – condenser and natural circulation circuit of integral type reactor with the steam-condensate cycle in the primary circuit. It is presents the characteristics of marine reactors with a thermal capacity of 150 and 25 MW. It is shown that size of the marine integrated reactors with natural coolant circulation and a steam condensate cycle in the primary circuit is similar to size of reactor with enforced coolant circulation.

Keywords: integral reactor, steam condensate cycle, natural circulation, fuel channel, swirling the coolant flow.

Введение

Развитие ядерных энергетических установок для атомных судов и малой энергетики связано с использованием водо-водяных реакторов интегрального типа [1,2], включая реакторы с естественной циркуляцией теплоносителя (ЕЦТ) [3].

Проблема создания малогабаритных ЯЭУ для перспективных объектов морской техники, (например, подводных добычных комплексов) приводит к необходимости перехода от эволюционного развития традиционных установок с водо-водяными реакторами к поиску качественно новых решений. В работе [4] для глубоководных добычных комплексов предложена одноконтурная ЯЭУ с активной зоной на базе кольцевого твэла в виде двойной трубки Фильда, предложенного М.Г.Хорьковым, М.П.Михайловым, А.А.Крайновым. Однако, исходя из соображений безопасности, двухконтурные ЯЭ

У являются более предпочтительными для объектов морской техники, чем одноконтурные.

Применение однофазного водяного теплоносителя в интегральных реакторах с ЕЦТ требует достаточно большой высоты контура циркуляции и, соответственно, приводит к увеличению массы и габаритов реактора. Переход на пароконденсатный цикл (ПКЦ) в первом контуре, когда на выходе из активной зоны генерируется насыщенный пар, который конденсируется в парогенераторе (ПГ), позволяет улучшить массо-габаритные характеристики интегрального реактора.

В интегральном реакторе с ПКЦ реализованы благоприятные условия для ЕЦТ вследствие увеличению движущего напора, т. к. в подъемной части контура находится пар, при этом гидравлическое сопротивление первого контура относительно низкое, поскольку за счет использования теплоты фазового перехода массовый расход теплоносителя через активную зону в существенно меньше по сравнению с

традиционными водоохлаждаемыми реакторами. Высокая эффективность теплоотдачи при конденсации теплоносителя первого контура позволяет существенно уменьшить площадь теплообменной поверхности и габариты ПГ.

В данной статье рассмотрены вопросы, связанные с возможностью создания интегрального водоохлаждаемого реактора с ЕЦТ, обладающего улучшенными массо-габаритными характеристиками, рассмотрены особенности теплогидравлического расчета интегрального реактора с ПКЦ и представлены основные характеристики таких реакторов тепловой мощностью 150 МВт и 25 МВт.

1. Тепловыделяющий канал с прямой генерацией пара

Малогабаритный реактор для объектов морской техники характеризуются достаточно высокой энергонапряженностью активной зоны. Основная проблема при создании активной зоны с прямой генерацией пара энергонапряженностью около 150 МВт/м³ состоит в предотвращении кризиса теплоотдачи на поверхности твэла при высокой плотности тепловых потоков (~1 МВт/м²) и больших массовых паросодержаниях (~ 0,6). Для активной зоны с прямой генерацией пара предложен трехходового тепловыделяющего канала (ТВК) с кольцевым твэлом и центральной нетепловыделяющей трубкой [5], принципиальная схема которого представлена на рис. 1. В ТВК предусмотрена закрутка потока теплоносителя в кольцевой щели между нетепловыделяющей трубкой и внутренней поверхностью твэла. Создаваемые закруткой потока центробежные силы приводят к сепарации жидкой фазы на внутренней поверхности твэла, что обеспечивает высокие тепловые потоки в докризисном режиме теплоотдачи при больших паросодержаниях.

Экспериментальные данные показывают, что, значения критических тепловых потоков ($q_{кр}$) благодаря закрутке потока достигают значения 6 МВт/м² при балансных паросодержаниях до $X=0,6$ (рис. 2) [6].

Экспериментальные исследования контура циркуляции с тремя электрообогреваемыми ТВК и моделью парогенератора-конденсатора,

продемонстрировали работоспособность ТВК, генерирующего насыщенный и перегретый пар, а также возможность устойчивой работы контура циркуляции с ПКЦ в процессе разогрева из холодного состояния и на различных уровнях мощности при ЕЦТ [7].

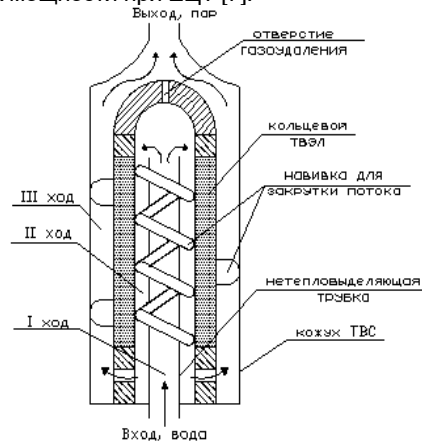


Рис. 1. Принципиальная схема ТВК

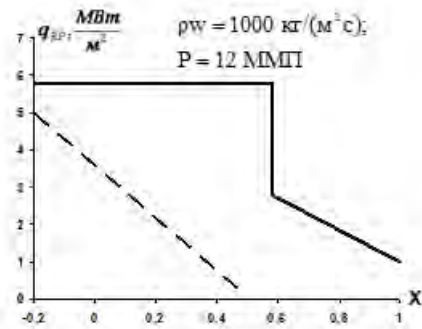


Рис. 2. Влияние закрутки на критическую плотность теплового потока

— без закрутки
 — с закруткой

Теплогидравлический расчет трехходового ТВК имеет некоторые особенности (расчетная схема канала представлена на рис. 3).

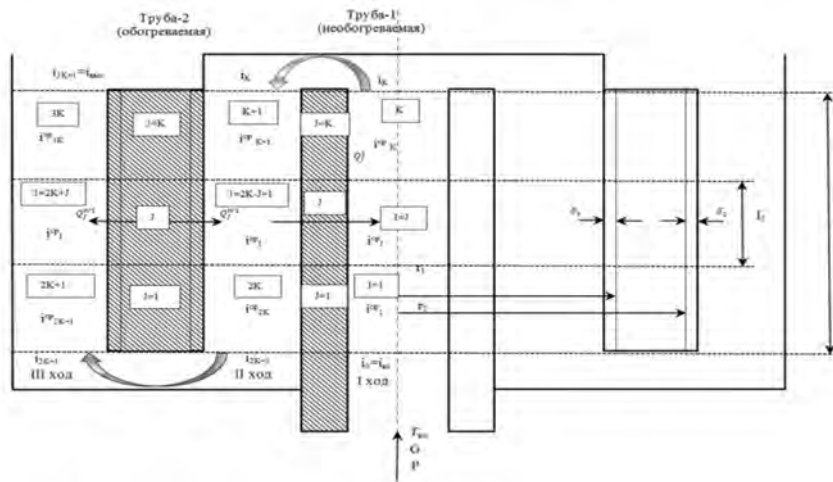


Рис. 3. Расчетная схема

Теплогидравлический расчет выполняется итерационно с последовательным уточнением энтальпии теплоносителя на повороте 1 и 2 ходов (i_K). В первом приближении задается значение энтальпии теплоносителя на повороте 1 и 2 ходов ($i_{вх} < i_K < i_{вых}$) и производится расчет теплогидравлических параметров сверху вниз параллельно по 1, 2 и 3 ходам. Критерий сходимости итерации: относительная невязка между рассчитанным значением энтальпии на входе в ТВК (первый ход) i_0 и заданным значением $i_{вх}$.

Тепловые потоки на поверхностях и температуры кольцевого твэла, коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплообмене и кипении в гладких каналах, гидравлические потери определяются по традиционным зависимостям [8, 9].

В связи с интенсификацией теплообмена в кольцевом зазоре, обусловленной закруткой потока теплоносителя (Nu_k), в конвективных режимах коэффициент теплоотдачи увеличивается по сравнению с гладкими каналами (Nu_{k0}):

$$Nu_k = Nu_{k0} \cdot \beta; \quad (1)$$

где $\beta = 1 + 1,77d_r / (\bar{R}[1 + (h/2\pi\bar{R})])$, \bar{R} – средний диаметр кольцевого канала, d_r – гидравлический диаметр канала, h – шаг закрутки.

Значения критического теплового потока ($q_{кр}$, $МВт/м^2$) с учетом закрутки потока определяется соотношениями:

при $x \leq x_{кр}$

$$q_{кр} = 0,105(\rho'/\rho'')^{0,15} \cdot Re^{0,35}, \quad (2)$$

где $Re = (\rho W \cdot d_r) / \mu'$, $\rho W = G/S$.

при $x > x_{кр}$

$$q_{кр} = [2,7 - 4,35 \cdot (x - x_{кр})](\rho W/1000)^{0,5}, \quad (3)$$

$$x_{кр} = 1 - \exp\left(-\frac{3\bar{R}\pi}{h} \cdot \left[1 + \left(\frac{2\pi\bar{R}}{h}\right)^2\right]^{0,5} (\rho W/1000)^{0,5}\right), \quad (4)$$

\bar{R} – средний диаметр кольцевого канала, d_r – гидравлический диаметр канала, h – шаг закрутки, G – массовый расход теплоносителя через канал, S – площадь проходного сечения, ρ' и ρ'' – плотность воды и пара на линии насыщения, μ' – коэффициент динамической вязкости на линии насыщения, x – балансное паросодержание (размерности в СИ).

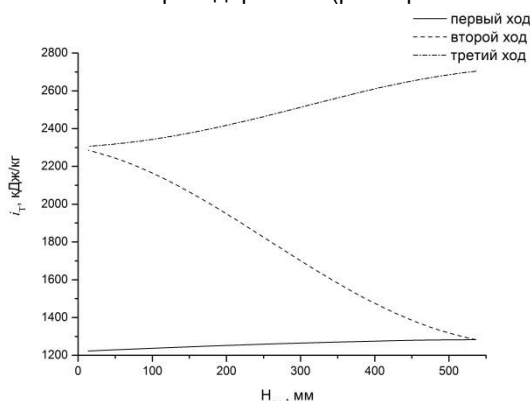


Рис. 4. Зависимость энтальпии теплоносителя от высоты активной зоны

В качестве примера на рис. 4 представлены результаты теплогидравлического расчета наиболее

энергонапряженного ТВК в реакторе мощностью 25 МВт.

В трехходовом ТВК с кольцевым твэлом при определенных условиях может возникнуть эффект регенерации тепла. При нормальной работе ТВК кольцевой твэл работает в режиме двухстороннего теплосъема ($q > 0$ на рис. 5). Отношение потоков тепла на внешней и внутренней сторонах твэла определяется наряду с другими параметрами разницей температур пара с одной стороны и воды или пароводяной смеси с другой. По мере возрастания температуры перегрева пара поток тепла на внешней поверхности твэла уменьшается и при некотором значении температуры становится равным нулю, а затем и отрицательным ($q < 0$ на рис. 5). В этом случае тепло от пара проходит твэл насквозь, т.е. на выходном участке ТВК охлаждается (эффект регенерации тепла). Такой режим работы ТВК является неблагоприятным, и его следует избегать.

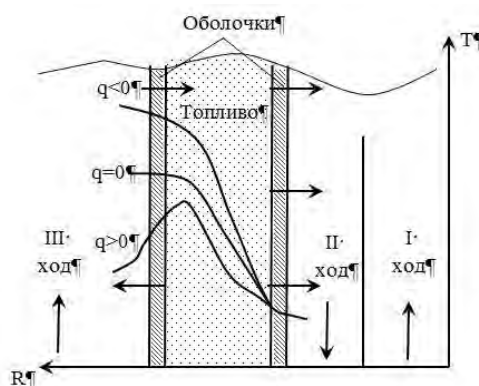


Рис. 5. Распределение температур в кольцевом твэле

Область теплогидравлической устойчивости в системе параллельных парогенерирующих каналов определялась согласно [9]:

$$d\Delta P_{эк}/dG - d\Delta P_{исп}/dG > 0$$

$\Delta P_{эк}$ и $\Delta P_{исп}$ – гидравлические потери на экономайзерном и испарительном участках ТВК.

2. Прямоточный парогенератор-конденсатор, контур ЕЦ

В интегральном реакторе с ПКЦ применяется встроенный прямоточный парогенератор-конденсатор (ПГ) с протрубными парогенерирующими элементами. В ПГ реализован протиток сред первого и второго контуров. На вход ПГ по первому контуру поступает насыщенный пар, который конденсируется и на выходе теплоноситель первого контура представляет собой охлажденный конденсат. По второму контуру на вход в ПГ поступает питательная вода, которая превращается в перегретый пар.

При наличии 3-х характерных участков по второму контуру (экономайзерный, испарительный, перегревательный) и 2-х участков по первому контуру (конденсации и охлаждения конденсата) возможно 3 варианта их взаимного расположения и соответственно ПГ характеризуется 4-мя зонами теплопередачи (см. рис. 6).

Определение варианта взаимного расположения участков теплообмена осуществляется на основе

расчёта тепловой мощности каждого характерного участка ПГ:

- по второму контуру: пароперегревательный участок (уч. 2-1): $Q_{21} = G_2 \cdot (i_2^{\text{ВЫХ}} - i_2'')$; испарительный (уч. 2-2): $Q_{22} = G_2 \cdot (i_2'' - i_2')$; экономайзерный (уч. 2-3): $Q_{23} = G_2 \cdot (i_2' - i_2^{\text{ВХ}})$;

- по первому контуру: участок конденсации (уч. 1-1): $Q_{11} = G_1 \cdot (i_1'' - i_1')$; участок охлаждения конденсата (уч. 1-2), Вт $Q_{12} = G_1 \cdot (i_1' - i_1^{\text{ВЫХ}})$.

Расчет теплоотдачи со стороны второго контура внутри трубок выполняется по обычным зависимостям [8,9].

При расчете коэффициентов теплоотдачи при конденсации в прямотрубном ПГ используется зависимость Кружилина [10]:

$$Nu_k = 0,02 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho} - 1 \right) \right]^{0,5}, \quad (5)$$

Re и Pr определяются для насыщенной жидкости в конце зоны конденсации.

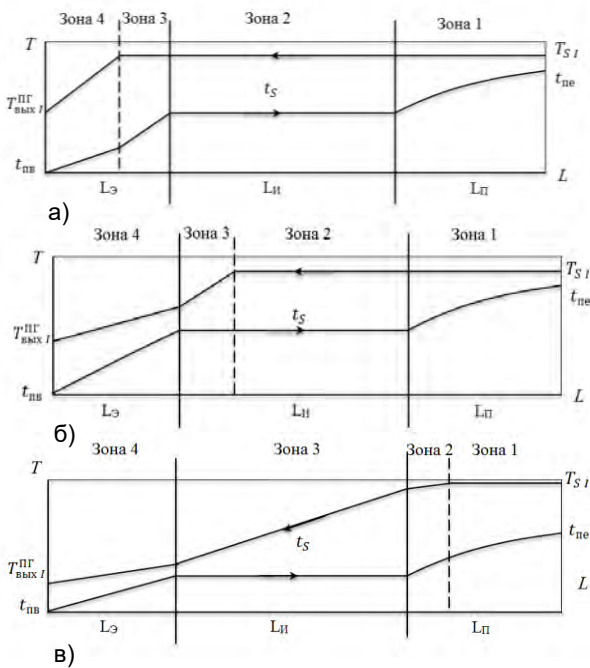


Рис. 6. Зоны теплопередачи в ПГ

а) Вар. 1: $Q_{21} + Q_{22} < Q_{11} < Q_{21} + Q_{22} + Q_{23}$; б) Вар. 2: $Q_{21} < Q_{11} < Q_{21} + Q_{22}$; в) Вар. 3: $Q_{11} < Q_{21}$

Интенсификация процессов теплообмена на экономайзерном участке осуществляется путем установки шнекового (винтового) интенсификатора. На участках со шнеками коэффициенты теплоотдачи определяются так же, как в случае конвективного теплообмена к однофазному теплоносителю при закрутке в кольцевой щели ТВК.

В случае ПКЦ с насыщенным паром на выходе из активной зоны высота контура ЕЦТ и температура теплоносителя на входе в активную зону однозначно определяются в зависимости от давления в первом контуре. По результатам теплогидравлических расчетов активной зоны и ПГ определяется высота контура ЕЦТ. Предельная тепловая мощность реактора при заданной высоте контура ЕЦТ определяется из условий теплотехнической надежности ТВК (температура топлива не превышает предельно допустимого значения).

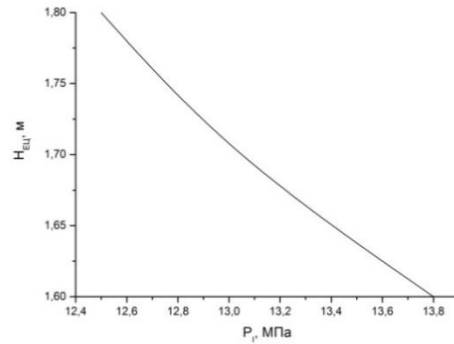


Рис. 7. Зависимость высоты контура ЕЦТ от давления в 1 контуре

В качестве примера на рис 7 представлена зависимость высоты контура ЕЦТ от давления в интегральном реакторе с ПКЦ тепловой мощностью 25 МВт.

3. Конструктивные характеристики интегрального реактора с ПКЦ

Конструктивная схема интегрального реактора с ПКЦ и ЕЦТ представлена на рис.8.

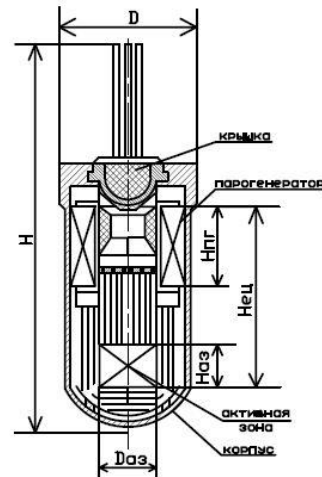


Рис. 8. Конструктивная схема реактора (значения H, D, HА3, DА3, HПг, HЕЦ в табл. 1)

Основные технические характеристики реакторов мощностью 150 и 25 МВт представлены в таблице 1.

Активная зона реактора может быть кассетного или канального типа. Для реактора мощностью 150 МВт рассматривалась активная зона кассетного типа с тепловыделяющими сборками (ТВС) размером «под ключ» 126 мм. ТВС содержит 37 ТВК наружным диаметром 18 мм.

Активная зона канального типа реактора мощностью 25 МВт состоит из 72 ТВС диаметром 71,5 мм, размещенных в треугольной решетке с шагом 73 мм. ТВС содержит 7 ТВК наружным диаметром 18 мм.

Топливная композиция твэла должна иметь достаточно низкую теплопроводность для исключения эффекта регенерации тепла в ТВК, поэтому в качестве топливной композиции был выбран диоксид урана (UO₂).

Выполненные конструктивные проработки показали, что размеры интегральных реакторов с ПКЦ и ЕЦ в первом контуре, не превышают размеры

интегральных водоохлаждаемых реакторов с принудительной циркуляцией теплоносителя, например реакторов типа РИТМ-200 мощностью 150-175 МВт и типа «Шельф» мощностью 28 МВт [11].

Таблица 1

Характеристики интегрального реактора с ПКЦ

Наименование	Величина	
Мощность, МВт	150	25
Паропроизводительность, т/ч		34,2
Параметры перегретого пара:		
Давление, МПа	2,8	2,8
Температура, °С	280	255
Температура питательной воды, °С	105	60
Параметры первого контура:		
Давление в первом контуре, МПа	12	12,5
Балансное паросодержание на выходе а.з.	1,0	1,0
Высота активной зоны H_{Az} , мм	800	550
Размеры:		
Диаметр активной зоны D_{Az} , мм	800	550
Высота активной зоны H_{Az} , мм	1600	710
Высота парогенератора $H_{ПГ}$, мм	1400	850
Высота контура ЕЦ $H_{ЕЦ}$, мм	4000	1800
Диаметр реактора D , мм	3000	1430
Полная высота реактора H , мм	8200	4100

Заключение

Одним из возможных путей улучшения массогабаритных характеристик интегральных реакторов с ЕЦТ для объектов морской техники является переход на ПКЦ в первом контуре.

Для реализации ПКЦ в малогабаритном реакторе энергонапряженная активная зона должна обеспечивать генерацией сухого насыщенного пара. Такая активная зона пара может быть создана на основе ТВК нового типа, в котором исключается кризис теплоотдачи при прямооточной генерации сухого насыщенного пара. ТВК представляет трехходовой канал с кольцевым твэлом и центральной нетепловыделяющей трубкой, в котором обеспечивается при закрутке потока теплоносителя в кольцевом зазоре для обеспечения докризисного режима теплообмена на внутренней стороне твэла.

Размеры интегральных реакторов с ПКЦ и ЕЦТ в первом контуре не превышают размеры характерные для интегральных водоохлаждаемых реакторов с принудительной циркуляцией теплоносителя, предназначенных к использованию на объектах морской техники.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Зверев Д.Л., Пахомов А.Н., Полуничев В.И., Вешняков К.Б., Кабин С.В. Реакторная установка нового поколения РИТМ-200 для перспективного атомного ледокола // Атомная энергия. Т.113. Вып. 6, 2012. – С. 323-328.
2. Кудинович И.В., Сутеева А.Ж., Хорошев В.Г. Ядерные энергетические установки перспективных объектов морской техники гражданского назначения // Труды Крыловского государственного научного центра. Вып.4(386), 2018. - С.95-106.
3. Ф.М. Митенков Судовая ядерная энергетика в России // Вестник Российской академии наук. Т. 73. №6, 2003. — С. 488-493.
4. Давыдов В.П., Крайнов В.П., Постников В.П., Пятанов Ю.К. Перспективы создания энергетических источников с ядерным реактором для технических средств освоения мирового океана // Труды международной конференции по судостроению. ISC'94. Секция D, С-Петербург, 1994. - С.396-402.
5. Патент РФ 2307981 Парогенерирующее устройство / Хорьков М.Г., Кудинович И.В., Воронцов В.А. Оpubл. 10.10.2007 Бюл. 28.
6. Болтенко Э.А., Мелехин А.М. Кризис теплоотдачи на вогнутой теплоотдающей поверхности парогенерирующих устройств кольцевого типа с закруткой потока// Сибирский физико-технический журнал. Вып. 2. 1993.
7. Krainov A.A., Vorontsov A.V., Davidov V.P. Marine Nuclear Steam-Generating Plant of High Safety// Судовая энергетика (на англ.яз.): Сб. статей к 100-летию ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова. СПб.: ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова. 1994. - С. 69-74.
8. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). - М.: Энергоатомиздат. 1984. – 296 с.
9. Пейч Н.Н. Прямоточный парогенератор конструктивный и поверочные расчеты. – СПб.: СПбГМТУ, 2009г. – 132 с.
10. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. - М.: Энергия, 1977 – 240 с.
11. Status of small and medium sized reactor designs. A Supplement to the IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS)//International Atomic Energy Agency. Vienna. September, 2012.

References

1. Zverev D.L., Pahomov A.N., Polunichev V.I., Veshnyakov K.B., Kabin S.V. Reaktornaya ustanovka novogo pokoleniya RITM-200 dlya perspektivnogo atomnogo ledokola [RITM-200: New-generation reactor for a new Nuclear icebreaker]. Atomnaya energiya. T.113. Vyp. 6, 2012. – S. 323 - 328.

2. Kudinovich I.V., Suteeva A.ZH., Horoshev V.G. Yadernye energeticheskie ustanovki perspektivnyh ob'ektov morskoy tekhniki grazhdanskogo naznacheniya [Nuclear power plants for advanced civil marine technology]. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra. Vyp.4(386), 2018. - S.95-106.
3. F.M. Mitenkov Sudovaya yadernaya energetika [Marine nuclear power]. Vestnik Rossijskoj akademii nauk. T. 73. №6, 2003. — S. 488-493.
4. Davydov V.P., Krajnov V.P., Postnikov V.P., Pyatanov YU.K. Perspektivy sozdaniya energeticheskikh istochnikov s yadernym reaktorom dlya tekhnicheskikh sredstv osvoeniya mirovogo okeana [Prospects for Development of Power Sources with Nuclear Reactor for Offshore Structures]. Trudy mezhdunarodnoj konferencii po sudostroeniyu. ISC'94. Sekciya D, S-Peterburg, 1994. - S.396-402.
5. Patent RF 2307981 Parogeneriruyushchee ustrojstvo [Steam-Generating facility]. Hor'kov M.G., Kudinovich I.V., Voroncov V.A. Opubl. 10.10.2007 Byul. 28.
6. Boltenko E.A., Melekhin A.M. Krizis teplootdachi na vognutoj teplootdayushchej poverhnosti parogeneriruyushchih ustrojstv kol'cevogo tipa s zakrutkoj potoka [Heat transfer crisis at concave heating surface of the annular steam generating channel with flow twisting]. Sibirskij fiziko-tekhnicheskij zhurnal. Vyp. 2. 1993.
7. Krainov A.A., Vorontsov A.V., Davidov V.P. Marine Nuclear Steam-Generating Plant of High Safety. Sudovaya energetika (na angl.yaz.): Sb. statej k 100-letiyu CNII im. Akad. A.N. Krylova. SPb.: CNII im. Akad. A.N. Krylova. 1994. - S. 69-74.
8. Kirillov P.L., YUr'ev YU.S., Bobkov V.P. Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory) [Thermohydraulic calculation handbook (nuclear reactors, heatexchanger, steam generation)]. - M.: Energoatomizdat. 1984. – 296 s.
9. Pejch N.N. Pryamotochnyj parogenerator konstruktivnyj i poverochnye raschety. Ocenka granicy mezhkanal'nyh pul'sacij: uchebnoe posobie [Once-through steam generators]. – SPb.: SPbGMTU, 2009g. – 132 s.
10. Isachenko V.P. Teploobmen pri kondensacii [Condensation heat transfer]. - M.: Energiya, 1977 – 240 s.
11. Status of small and medium sized reactor designs. A Supplement to the IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS)//International Atomic Energy Agency. Vienna. September, 2012.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Игорь Владиславович Кудинович, доктор технических наук, доцент, заведующий базовой кафедрой «Судовые ядерные энергетические установки» СПбГМТУ при ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: igor_kudinovich@mail.ru

Igor V. Kudinovich, Dr.Sci. (Eng), assistant professor, head of the Marine nuclear power plant department, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: igor_kudinovich@mail.ru

УДК 62 – 752.2

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.056

Расчет частоты собственных колебаний полиуретановых амортизаторов, применяемых в судостроении

Ю.Ф. Титова¹, С.Н. Яковлев²¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,²Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Аннотация. В работе приведено обоснование необходимости применения амортизаторов и замены традиционного эластомерного материала резины на более совершенный материал – полиуретан. Целью работы является экспериментальное исследование деформативности полиуретанового виброизоляционного массива амортизатора и получение расчетной зависимости для определения собственной частоты колебаний системы «агрегат-амортизатор».

В работе представлен подробный анализ зависимости коэффициента виброизоляции от соотношения частот вынужденных и свободных колебаний. Отмечено, что эффективность виброизоляции тем выше, чем больше это соотношение частот. Учитывая, что частота вынужденных колебаний – величина заданная, для повышения эффективности виброизоляции следует понижать частоту собственных колебаний амортизатора благодаря применению новых виброизоляционных материалов. В качестве эластомерного материала предложен полиуретан фирмы «Synair» (Великобритания) твердостью 40,45 и 50 ShA.

Приведено описание нагружающего устройства для исследования деформативности виброизоляционного массива амортизатора серии КАС (корабельный амортизатор сварной). Получена эмпирическая зависимость коэффициента жесточения в зависимости от коэффициента формы виброизоляционного массива амортизатора. Представлена эмпирическая зависимость по определению модуля упругости эластомерного материала виброизоляционного массива амортизатора в зависимости от условий контактирования на торцах и фактора формы массива.

Представлена расчетная зависимость по определению частоты собственных колебаний амортизатора в зависимости от величины статической деформации. Представленная зависимость позволяет на стадии проектирования определить собственную частоту колебаний и предупредить возникновение такого опасного явления, как резонанс.

Ключевые слова: частота собственных колебаний, полиуретановый амортизатор, деформативность виброизоляционного массива, коэффициент формы, модуль упругости изделия.

Calculation of the frequency of own oscillations of polyurethane shock absorbers used in shipbuilding

Yuliana F. Titova¹, Stanislav N. Yakovlev²¹St. Petersburg State Marine Technical University, ²St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great

Abstract. The paper substantiates the need for the use of shock absorbers and the replacement of the traditional elastomeric rubber material with a more advanced material - polyurethane. The aim of the work is an experimental study of the deformability of a polyurethane vibration-isolating array of a shock absorber and obtaining a calculated dependence for determining the natural frequency of oscillations of the aggregate-shock absorber system.

The paper presents a detailed analysis of the dependence of the vibration isolation coefficient on the ratio of the frequencies of forced and free vibrations. It is noted that the effectiveness of vibration isolation is higher, the greater the ratio of the frequencies of forced and natural vibrations. Taking into account the fact that the frequency of forced vibrations is a given value, to increase the efficiency of vibration isolation, it is necessary to reduce the frequency of natural vibrations of the shock absorber due to the use of new vibration insulation materials.

The work describes the loading device for studying the deformability of the vibration-isolating array of the KAS series shock absorber (welded ship shock absorber). An empirical dependence of the tightening coefficient is obtained depending on the shape coefficient of the vibration-isolating array of the shock absorber.

The paper presents a calculated dependence on determining the frequency of natural oscillations of the shock absorber depending on the magnitude of the static deformation.

Key words: natural vibration frequency, polyurethane shock absorber, deformability of the vibration isolation array, shape coefficient, product elastic modulus.

Введение

В современном машиностроении одним из методов борьбы с вибрацией является ее уменьшение на пути распространения. Для этих целей используют виброизоляцию, которая осуществляется путем установки оборудования, являющегося источником вибрации, на амортизаторы.

Существуют различные типы амортизаторов: гидравлические, пневматические, комбинированные, с использованием стальных пружин, листовых

рессор и упругих эластомерных материалов (резина, полиуретан и др.). Наиболее эффективными амортизаторами для гашения высокочастотных вибраций, в диапазоне от 10 до 50 Гц, являются эластомерно-металлические амортизаторы.

К основным эксплуатационным параметрам эластомерно-металлических амортизаторов относятся: жесткость, номинальная грузоподъемность, диапазон собственных частот, динамический коэффициент виброизоляции в диапазоне собственных частот и гарантированная долговечность.

Принимая во внимание важность такого параметра как, собственная частота колебаний амортизатора, возникает необходимость экспериментального изучения расчета жесткости эластомерных материалов.

Целью данной работы является экспериментальное изучение деформативности эластомерных материалов и получение расчетных зависимостей для определения частоты собственных колебаний амортизатора.

Материалы и методика исследования

В основе процесса гашения механических колебаний амортизируемого объекта, лежит превращение кинетической энергии в тепловую энергию за счет внутреннего трения эластомерного материала. При этом эластомерный виброизоляционный массив амортизатора нагревается и рассеивает большую часть энергии в окружающее пространство.

В последние десятилетия в передовых промышленно-развитых странах наметилась явная тенденция замены традиционного эластомерного материала – резины на более совершенный полиуретан, который характеризуется высокими физико-механическими свойствами, имеет высокую эластичность, обладает большим внутренним трением и широким рабочим температурным интервалом от -35°C до $+70^{\circ}\text{C}$ [1-4].

Важнейшими расчетными характеристиками эластомерных амортизаторов являются его жесткость и способность уменьшать (гасить) амплитуду колебаний за счет внутреннего трения материала. Очевидно, что чем меньше жесткость амортизатора, тем больше его деформация и меньше частота собственных колебаний системы силовой агрегат – амортизатор. Виброизоляция согласно [5], будет тем лучше, чем больше отношение частот вынужденных и свободных колебаний системы.

Амортизируемый объект, установленный на амортизаторы, в общем случае представляет собой, колебательную систему с шестью степенями свободы: перемещение по трем осям и вращение вокруг них.

Механизм, у которого гармоническая возмущающая сила имеет вертикальное направление и приложена к точке, находящейся на одной вертикали с центром тяжести, можно рассматривать как колебательную систему с одной степенью свободы.

Перемещение механизма на амортизаторе по вертикальной оси при гармоническом возбуждении описываются равенством:

$$Z = Z_{ст} \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \right) \sin \omega t \quad (1)$$

где $Z_{ст}$ – статическая осадка амортизатора, мм;
 ω – круговая частота вынужденных колебаний, Гц;
 ω_0 – круговая частота собственных колебаний, Гц;
 t – время, с.

Статическая осадка амортизатора $Z_{ст}$ происходит под действием силы тяжести амортизируемого объекта, а отношение $|\mu| = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}$

характеризует динамичность действия этой силы и называется динамическим коэффициентом виброизоляции.

Такой же коэффициент определяемый, как отношение амплитуды вибраций, передаваемых (через амортизаторы) на несущую конструкцию к амплитуде возмущающей силы, в работе [6] называется коэффициентом изоляции μ .

Зависимость коэффициента виброизоляции от соотношения частот представлена на рис. 1.

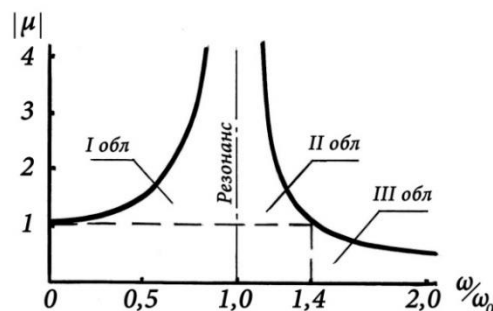


Рис. 1. Зависимость динамического коэффициента виброизоляции μ от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний

Анализируя зависимость, представленную на рис. 1, можно отметить три области:

1. Первая область – дорезонансная, когда отношение $\frac{\omega}{\omega_0}$ находится в пределах от 0 до 1. В этой области $\mu \geq 1$ и виброизоляция отсутствует. При приближении к зоне резонанса, когда $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$

амплитуда общей действующей силы возрастает теоретически до бесконечности.

2. Вторая область – зарезонансная, когда отношение $\frac{\omega}{\omega_0}$ находится в пределах от 1 до $\sqrt{2} \approx 1,41$. В этой области виброизоляция также отсутствует.

3. Третья область также зарезонансная, при этом отношение $\frac{\omega}{\omega_0} > 1,41$. В этой области коэффициент виброизоляции быстро падает и амплитуда колебаний уменьшается. На практике отношение $\frac{\omega}{\omega_0}$ лежит в пределах от 2 до 5.

Круговая частота колебаний ω связана с частотой колебаний f следующей зависимостью:

$$\omega = 2\pi f, \quad (2)$$

где f – частота колебаний, Гц

Учитывая зависимость (2), динамический коэффициент виброизоляции μ можно представить в следующем виде:

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{f^2}{f_0^2}} \quad (3)$$

где f – частота вынужденных колебаний, Гц;

f_0 – частота собственных колебаний системы «агрегат – амортизатор», Гц.

Частота вынужденных колебаний амортизируемого агрегата чаще всего определяется неуравновешенностью вращающегося вала, в частности для двигателей внутреннего сгорания – это коленчатый вал.

Для двигателей внутреннего сгорания характерными частотами вынужденных колебаний являются две частоты:

1. Частота вращения коленчатого вала на холостых оборотах примерно 800 об/мин или 13 Гц.

2. Частота вращения коленчатого вала двигателя примерно 2200 об/мин или 37 Гц, которая соответствует работе двигателя при движении транспортного средства с рекомендуемой скоростью.

Частоту вынужденных колебаний определяют по формуле:

$$f = \frac{n}{60} \quad (4)$$

где n – частота вращения источника вибраций, об/мин.

Из курса теории колебаний известно, что частота собственных колебаний:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (5)$$

где c – жесткость амортизатора, Н/м;

m – масса, амортизируемого объекта, кг.

Принимая во внимание зависимость статической осадки от величины нагрузки $Z_{ст} = \frac{F}{c}$, где $F = mg$ – нагрузка на амортизатор от веса амортизируемого объекта.

Выражение для круговой частоты $\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{Z_{ст}}}$ или:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{Z_{ст}}} \approx \frac{0,5}{\sqrt{Z_{ст}}}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

$Z_{ст}$ – статическая осадка амортизатора под действием веса амортизируемого объекта, м.

Таким образом, чтобы рассчитать частоту собственных колебаний системы «амортизируемый объект – амортизатор», необходимо определить величину статической деформации виброизоляционного массива амортизатора под действием веса амортизируемого объекта.

Подобные выражения для определения частоты вынужденных колебаний приведены в работе [7].

В последнее время на рынке виброизоляционных материалов появился полиуретановый эластомер фирмы «Synair» (Великобритания) под торговой маркой Vibrotan [8-10]. Данный эластомер имеет ячеистую структуру с расположенными в произвольном порядке сферическими полостями диаметром около 1 мм. Данный материал предназначен в основном для изготовления амортизаторов малой и средней жесткости, имеет

твердость от 40 до 50 ShA и модуль упругости при сжатии $E_{сж}$ 4 ... 5 МПа.

В современном машиностроении наиболее распространенным типом амортизаторов, согласно [11], являются сварные эластомерно-металлические амортизаторы, у которых виброизоляционный эластомерный массив привулканизирован или приварен к опорным пластинам.

Существуют конструкции сборных амортизаторов, у которых виброизоляционный массив не приварен к опорным пластинам. Вполне очевидно, что деформации двух приведенных типов амортизаторов при одинаковой форме и габаритах виброизоляционного массива будут различаться (пусть и не значительно) ввиду различия контактирования на торцах между виброизоляционным массивом и опорными пластинами.

При определении модуля упругости эластомеров при сжатии по ГОСТ 9550-81, опорные плиты экспериментальной установки смазываются глицеринном для исключения стесненной деформации образца.

Характер деформации амортизатора с эластомерным виброизоляционным массивом, представлен на рис. 2.

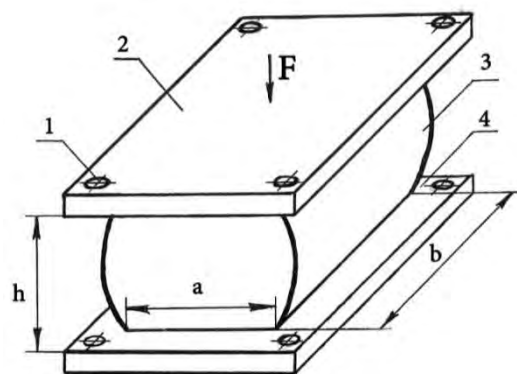


Рис. 2. Деформация амортизатора при сжатии: 1 – крепежное отверстие; 2 – верхняя пластина; 3 – виброизоляционный массив; 4 – нижняя пластина; а – ширина массива; b – длина массива; h – высота массива

Ранее автором была опубликована статья [12], в которой приведены экспериментальные данные о деформации виброизоляционного массива с различными условиями контактирования:

1. В случае контактирования со смазанными торцами, торцевой эффект отсутствует и $K_{тор} = 1$.

2. В случае незакрепленных металлических пластин, увеличение жесткости эластомерного массива можно оценить как $K_{тор, незакр} = 1,10$.

3. При неподвижном контакте виброизоляционного массива с опорными пластинами, торцевой эффект наиболее ярко выражен и $K_{тор, неподв} = 1,15$.

Вторым и наиболее важным параметром, определяющим деформацию виброизоляционного массива амортизатора, является коэффициент формы.

Его определяют, как отношение площади опорной торцевой поверхности сжимаемого эластомерного

массива к площади свободной деформируемой боковой поверхности:

$$\Phi = \frac{S_t}{S_6} \quad (7)$$

где S_t – площадь одной торцевой опорной поверхности;

S_6 – площадь свободной боковой поверхности.

Очевидно, что с увеличением высоты деформируемого эластомерного образца, способность к деформированию (выпучиванию боковой поверхности) выше, чем у образцов с малой высотой.

В качестве объекта исследования нами выбраны амортизаторы с виброизоляционным массивом, геометрические размеры которого подобны амортизатору БРМ102 (блок резинометаллический), который относится к типу КАС (корабельный амортизатор сварной).

Для проведения экспериментальных замеров статической деформации амортизатора было спроектировано и изготовлено нагружающее устройство, представленное на рис. 3.

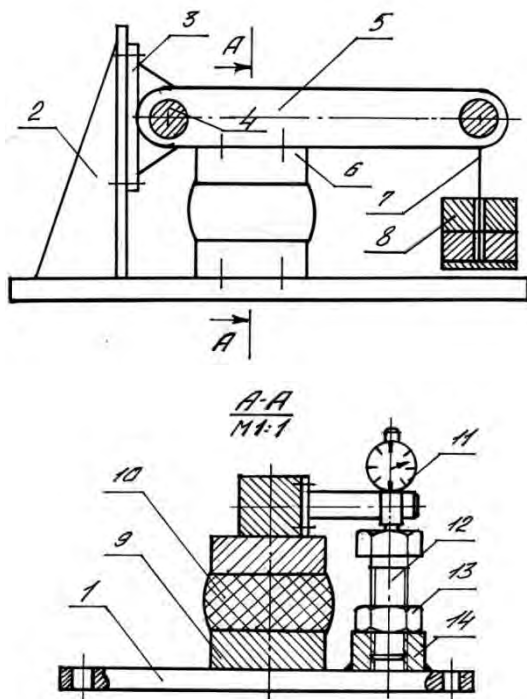


Рис. 3. Нагружающее устройство: 1 – основание; 2 – косынка; 3 – кронштейн; 4 – ось; 5 – рычаг; 6 – верхняя опорная пластина амортизатора; 7 – подвес; 8 – груз; 9 – нижняя опорная пластина амортизатора; 10 – виброизоляционный массив амортизатора; 11 – индикатор; 12 – регулировочный винт; 13 – контргайка; 14 – гайка

Для проведения экспериментальных замеров статической осадки амортизаторов с прямоугольным виброизоляционным массивом, были изготовлены три партии амортизаторов с различным соотношением габаритных размеров твердостью 40, 45 и 50 ShA.

Результаты исследования

На рис. 4 представлена зависимость деформации виброизоляционного массива амортизатора от нагрузки для трех твердостей со значением коэффициента формы $\Phi = 0,30$.

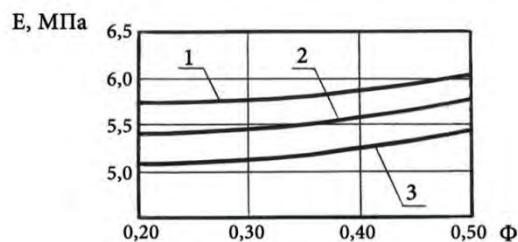


Рис. 4. Деформация виброизоляционного массива амортизатора для трех твердостей эластомера: 1 – твердость 40 ShA; 2 – твердость 45 ShA; 3 – твердость 50 ShA

Для виброизоляционных массивов прямоугольной формы, фактор формы определяют по следующей формуле:

$$\Phi = \frac{ab}{2(a+b)h}, \quad (8)$$

где a – ширина виброизоляционного массива амортизатора;

b – длина виброизоляционного массива амортизатора;

h – высота виброизоляционного массива амортизатора.

По результатам большого количества замеров деформации виброизоляционного массива прямоугольной формы, была получена зависимость коэффициента ужесточения $K_{ужест.прям}$ от коэффициента формы Φ :

$$K_{ужест.прям} = 1 + 0,18\Phi^{1,06}, \quad (9)$$

где Φ – коэффициент формы виброизоляционного массива амортизатора.

Статическая осадка амортизатора определяется в первую очередь модулем упругости виброизоляционного материала при сжатии, торцевым эффектом и коэффициентом формы виброизоляционного массива.

Модуль упругости эластомерного материала в изделии можно определить по следующей зависимости:

$$E_{изд} = E_{ст} \cdot K_{тор} \cdot K_{ужест.прям} \quad (10)$$

где $E_{ст}$ – модуль упругости эластомерного материала виброизоляционного массива амортизатора, МПа;

$K_{тор}$ – коэффициент, учитывающий торцевой эффект, то есть условия контактирования виброизоляционного массива с опорными пластинами амортизатора;

$K_{ужест.прям}$ – коэффициент ужесточения, учитывающий деформативность конкретного эластомерного материала, геометрическую форму виброизоляционного массива амортизатора и коэффициент формы.

Статическую осадку амортизатора можно определить по формуле:

$$Z_{ст} = \frac{Fh}{SE_{изд}} \quad (11)$$

и соответственно частоту собственных колебаний амортизатора f_0 , можно рассчитать по следующей зависимости:

$$f_0 \approx \frac{0,5}{\sqrt{\frac{Fh}{SE_{изд}}}} \quad (12)$$

где F – нагрузка на амортизатор, Н;
 h – высота виброизоляционного массива амортизатора, мм;
 S – площадь поперечного сечения виброизоляционного массива амортизатора, мм²;
 $E_{изд}$ – модуль упругости эластомерного материала виброизоляционного массива амортизатора при сжатии, МПа.

В соответствии с выражением (12), был произведен расчет частоты собственных колебаний амортизатора с виброизоляционным массивом из Вибротана твердостью 45 ShA и $E_{ст} = 4,5$ МПа. Габаритные размеры виброизоляционного массива составляли: a – ширина = 50 мм, b – длина = 80 мм и h – высота = 40 мм.

Результаты расчетов представлены на рис. 5.

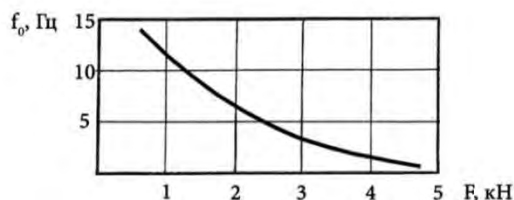


Рис. 5. Зависимость частоты собственных колебаний амортизатора от нагрузки

Анализируя зависимость, представленную на рис. 5, необходимо отметить, что собственная частота с увеличением нагрузки падает по экспоненциальной зависимости.

Выводы

1. Полученная расчетная зависимость по определению частоты собственных колебаний амортизатора позволяет на стадии проектировочного расчета избежать попадания в зону резонанса и тем самым исключить разрушение амортизатора.

2. Предложенная расчетная зависимость учитывает деформативность данного конкретного виброизоляционного материала определенной геометрической формы. Для получения подобных расчетных зависимостей для других материалов, требуется проведение экспериментального исследования.

3. Приведенные эмпирические зависимости, описывающие деформацию виброизоляционного массива амортизатора, можно рекомендовать для расчетов в пределах 15% относительной деформации сжатия. При превышении обозначенной деформации, макромолекулы эластомерного материала переходят в строго ориентированное состояние, при этом снижается диссипативная способность материала, повышается температура нагрева материала и как следствие снижается долговечность амортизатора.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

- 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. Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. – 2016. – No 4. – Pp. 255-257.
- Schafer K. Investigation of the specific adhesion between polyurethane foams and thermoplastics to suited material selection in light weight structures / K. Schafer, S. Anders // Journal of Elastomers and Plastics. - 2018. – Vol 50. – Is 8. - P. 720-736.
- 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.
- Лепетов, В.А. Расчет и конструирование резиновых изделий / В.А. Лепетов, Л.Н. Юрцев. – Л.: Химия, 1987. – 405 с.
- Алексеев, С.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотилов. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.
- Huibo Zhang, Synthesis and Characterization of Polyurethane Elastomers / Huibo Zhang // Journal of Elastomers and Plastics. - 2008. - Vol 40. – Is 8. - P. 161-177.
- Marcos Pacheco, F. M. Thermal, Chemical, and Morphological Characterization of Microcellular Polyurethane Elastomers / Marcos Pacheco F. M. //Journal of Elastomers and Plastics. - 2009. - Vol 41. – Is 7. - P. 323-338.
- Neise E., Zepp C. Optische Deformationsanalyse von Fahrzeugreifen. Dynamische Reifenanalyse / Neise E., Zepp C. // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2013. - № 1. – P. 23-30.

11. Ляпунов, В.Т. Резиновые виброизоляторы / В.Т. Ляпунов, Э.Э. Лавендел, С.А. Шляпочников. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
12. Черныш, А.А., Яковлев, С.Н. Экспериментальное исследование деформативности полиуретановых эластомеров, применяемых в судовых амортизаторах / А.А. Черныш, С.Н. Яковлев // Вестник ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова. – 2019. - № 3(55). – С. 534-542.

References

1. 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.
2. Osswald K. Aspekte der Alterung elastomerer Werkstoffe / K. Osswald, S. Reincke // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2017. – No. 8. – P. 498-506.
3. Yakovlev S.N. Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. – 2016. – No 4. – Pp. 255-257.
4. Schafer K. Investigation of the specific adhesion between polyurethane foams and thermoplastics to suited material selection in light weight structures / K. Schafer, S. Anders // Journal of Elastomers and Plastics. - 2018. – Vol 50. – Is 8. - P. 720-736.
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. Lepetov, V.A. Raschet i konstruirovaniye rezinovykh izdelij / V.A. Lepetov, L.N. Jurcev. – L.: Himija, 1987. – 405 s.
7. Alekseev, S.P. Bor'ba s shumom i vibraciej v mashinostroenii / S.P. Alekseev, A.M. Kazakov, N.N. Kolotilov. – M.: Mashinostroenie, 1970. – 208 s. [Alekseev, S.P. Struggle with noise and vibration in mechanical engineering / S.P. Alekseev, A.M. Kazakov, N.N. Kolotilov. - M.: Mashinostroenie, 1970. -- 208 p.]
8. Huibo Zhang, Synthesis and Characterization of Polyurethane Elastomers / Huibo Zhang // Journal of Elastomers and Plastics. - 2008. - Vol 40. – Is 8. - P. 161-177.
9. Marcos Pacheco, F. M. Thermal, Chemical, and Morphological Characterization of Microcellular Polyurethane Elastomers / Marcos Pacheco F. M. // Journal of Elastomers and Plastics. - 2009. - Vol 41. – Is 7. - P. 323-338.
10. Neise E., Zepp C. Optische Deformationsanalyse von Fahrzeugreifen. Dynamische Reifenanalyse / Neise E., Zepp C. // Gummi. Fasern. Kunststoffe – 2013. - № 1. – P. 23-30.
11. Ljapunov, V.T. Rezinovye vibroizoljatory / V.T. Ljapunov, Je.Je. Lavendel, S.A. Shljapochnikov. – L.: Sudostroenie, 1988. – 216 s. [Lyapunov, V.T. Rubber vibration isolators / V.T. Lyapunov, E.E. Lavendel, S.A. Hatter. - L.: Shipbuilding, 1988. -- 216 p.]
12. Chernysh, A.A., Yakovlev, S.N. Jeksperimental'noe issledovanie deformativnosti poliuretanovykh jelastomerov, primenjaemykh v sudovykh amortizatorah / A.A. Chernysh, S.N. Yakovlev // Vestnik GUMRF imeni admirala S.O. Makarova. – 2019. - № 3(55). – S. 534-542. [Chernysh, A.A., Yakovlev, S.N. Experimental study of the deformability of polyurethane elastomers used in ship shock absorbers / A.A. Chernysh, S.N. Yakovlev // Bulletin of the GUMRF named after Admiral S.O. Makarov. - 2019. - No. 3 (55). - S. 534-542.]

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Юлияна Францевна Титова, кандидат педагогических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, Тел. (921) 759-60-54; e-mail: titova-stud@yandex.ru

Yuliana F. Titova, Ph.D. (Edu), Associate Professor, Head of the Department of Theoretical Mechanics and Material Resistance, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121, St. Petersburg, Lozmanskaja st., 3, Tel: (921) 759-60-54; e-mail: titova-stud@yandex.ru

Станислав Николаевич Яковлев, кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, тел. (921) 908-15-35; e-mail: stannik59@mail.ru

Stanislav N. Yakovlev, Ph.D. (Eng), Associate Professor, Higher School of Automation and Robotics, St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great, 195251, St. Petersburg, Polytechnic st., 29, Tel (921) 908-15-35; e-mail: stannik59@mail.ru

ФИЗИЧЕСКИЕ ПОЛЯ КОРАБЛЯ, ОКЕАНА, АТМОСФЕРЫ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ

УДК 681.128.8(088.8)

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.057

Оценка объема нефтепродуктов в резервуарах методом измерения акустической интенсивности

А.А. Клещёв¹, В.М. Колыхалин², Г.А. Лебедев¹, В.С. Майоров³, С.В. Попков³, А.В. Троицкий³

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²«Петербургский нефтяной терминал», ³ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Аннотация. Статья посвящена экспериментальным исследованиям акустического поля в воздушном объеме цилиндрической оболочки с различными видами материалов, расположенных в виде донного слоя. Целью экспериментальных исследований акустического поля, возбуждаемого в воздушном объеме резервуара с помощью удара, является оценка остатка объема нефтепродукта на днище резервуара методом интенсивности. Находятся собственные частоты колебаний воздуха в резервуаре, рассматривая его стенки абсолютно жесткими, а днище импедансным. Рассматривается метод поиска коэффициентов поглощения акустической энергии для различных видов тестовых веществ, по своим свойствам являющихся близкими к остаткам нефтепродуктов на модели резервуара. Основное внимание в работе уделено получению аналитического выражения для оценки остатка с применением экспериментальных данных модельных исследований спектральных характеристик интенсивности источника акустических колебаний. Компьютерное моделирование акустического поля корреляционное взаимодействие первых отражений (от импедансного днища и абсолютно жесткой крыши резервуара) позволяет визуально оценить как поглощающие свойства материала на днище, так и рациональное позиционирование акустического зонда анализатора интенсивности при измерениях. Результаты работы предполагается использовать в натуральных условиях для регистрации нефтяных остатков нефтяных резервуаров. Исследованная бесконтактная система акустического контроля может найти применение для регистрации объема жидких, сыпучих и смешанных агрегатных композиций в вертикальных цилиндрических резервуарах, осуществляемых в средствах воздушного, наземного и водного транспорта, не исключая и ядерные отходы.

Ключевые слова: остатки дизельного топлива, резервуар, интенсивность, микрофон, коэффициент звукопоглощения.

Estimation of oil products volume in tanks by the method of acoustic intensity measurement

Alexander A. Kleshchev¹, Vitali M. Kolykhalin², German A. Lebedev¹, Vasiliy S. Mayorov³,
Sergey V. Popkov³, Alexey V. Troitsky³

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation, ²“St. Petersburg Oil Terminal”, Russian Federation, ³FSUE “Krylov state scientific center”, Russian Federation

Abstract. The paper is devoted to experimental studies of an acoustic field in the air volume of a cylindrical shell with different types of materials located as a bottom layer. The purpose of experimental investigation of the acoustic field excited in the air volume of the reservoir by impact is to estimate the residual volume of oil products on the bottom of the tank by means of intensity. The method of searching for the acoustic energy absorption coefficients for different types of test substances, which by their properties are close to the remnants of oil products on the model of the tank is considered. The main attention in the work is paid to obtaining an analytical expression for estimation of the residue using experimental data of model studies of spectral characteristics of the acoustic oscillation source intensity. Computer simulation of the acoustic field correlation interaction of the first reflections - from the impedance bottom and absolutely rigid roof of the tank - allows to visually estimate both absorbing properties of the material on the bottom and rational positioning of the intensity analyzer acoustic probe during measurements. The investigated non-contact system of acoustic control can find application for registration of volume of liquid, loose and mixed aggregate compositions in vertical cylindrical tanks, carried out in means of air, land and water transport, not excluding nuclear wastes.

Keywords: diesel residue, tank, intensity, microphone, sound absorption coefficient.

Введение

Акустический мониторинг объема остатков дизельного топлива в накопительном резервуаре удобно использовать на нефтяных терминалах для контроля состояния погрузочных работ на танкеры. Отсутствие подогрева (температура вспышки дизельного топлива в закрытом тигле составляет 60...65°C) в зимнее время приводит к застыванию нефтепродукта на днище и стенках резервуара в виде достаточно твердого осадка сложной формы (рис.1а), что вызывает необходимость применения

специального технологического процесса – размыва остатка химическими реагентами и утилизацию, сопровождающуюся финансовыми убытками от потери груза и компенсацией расходов на очистку резервуара. Возникает необходимость оценки объема оставшегося шлама.

1. Определение объема нефтепродуктов методом интенсивности

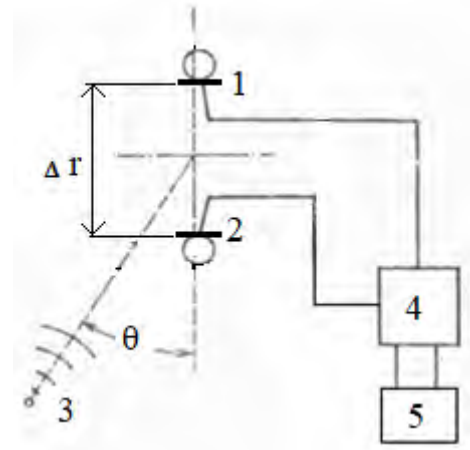
Классическая ориентация акустических измерений на условия “дальнего” поля приводит к методическому и техническому исключению учёта

сдвига по фазе между давлением p_c и колебательной скоростью $\dot{\xi}_c$ частиц воздуха, который естественно незначителен для сферических волн, но для условий свободного поля [1]. Важным преимуществом такой оценки по сравнению с типовой (по p_c^2 для дальнего поля) является возможность проводить измерения не только в условиях свободного поля, но в замкнутых пространствах и на открытых площадках при наличии источников аддитивных помех вне выбранной поверхности. Измерения p достаточно просты с использованием одного микрофона. Наоборот, измерения $\dot{\xi}$ сравнительно более сложны.

Аналитически $\dot{\xi}$ может быть найдена по градиенту давления линеаризованного уравнения Эйлера [2]. Градиент звукового давления можно измерить двумя микрофонами на базе при выбранном (в зависимости от нижней граничной частоты) расстоянии Δr в поле сферических волн. По существу, уравнение Эйлера является вторым законом Ньютона, используемого в газовой среде, где действующая сила на некоторую массу воздуха вызывает её ускорение $\ddot{\xi}$, а интегрирование ускорения по времени дает величину $\dot{\xi}$. Эта же величина может быть найдена путем интегрирования градиента звукового давления по расстоянию, который является непрерывной функцией. С помощью двух разнесенных на расстояние Δr микрофонов можно получить кусочно-линейную аппроксимацию, соответствующую функции градиента давления.



а)



б)

Рис. 1. а) вид остатка; б) акустический зонд 3519 (V&K) с базой Δr между микрофонами, θ - угол относительно акустической оси источника звуковых колебаний; 1, 2 – микрофоны; 3 – источник колебаний; 4 – анализатор интенсивности; 5 – компьютер

При оценке $\dot{\xi}$ необходимо знать звуковое давление как среднее (по сумме) звуковых давлений, действующих на микрофон 1 p_1 и микрофон 2 p_2 :

$$p_{cp} = (p_1 + p_2) / 2, \quad (1)$$

а также разность этих давлений, как аппроксимацию (с определенным приближением на высоких частотах, где длина волны может быть сравнима с Δr) градиента давления на расстоянии Δr , т. е.

$$\Delta p / \Delta r = (p_1 - p_2) / \Delta r \approx dp / dr. \quad (2)$$

С учетом (1) и (2) можно получить выражение для интенсивности как произведение

$$I(\theta) = \overline{p_{cp} \cdot \dot{\xi}} = -\frac{p_1 + p_2}{2\rho\Delta r} \int_0^{T_H} (p_1 - p_2) dt, \quad (3)$$

где T_H - время усреднения (интегрирования) измеряемого процесса; ρ - плотность воздуха, а

$$\dot{\xi} = -\int_0^{T_H} 1/\rho \cdot (dp/dr) \cdot dt.$$

Поворот акустического зонда анализатора интенсивности с базой Δr между микрофонами на угол θ относительно акустической оси источника звуковых колебаний приведет к запаздыванию на Δt давления p_1 , воздействующего на микрофон 1 на пути $x = \Delta r \cdot \cos\theta$, т.е. $\Delta t = x/c = \Delta r \cdot \cos\theta/c$ (рис.1б), тогда:

$$p_1 = p_{m.1} \sin \omega(t - \Delta t) = p_{m.1} \sin(\omega t - k\Delta r \cdot \cos\theta) \quad (4)$$

по сравнению с давлением p_2 , действующим на микрофон 2: $p_2 = p_{m.2} \sin \omega t$, где $k = \omega / c$ – волновое или фазовое число.

Пространственная ориентация микрофонов на базе приводит к возникновению разностного напряжения на входе измерительной схемы, пропорционального разности давлений и, соответственно, градиенту давления, т.е.

$$p_p = p_1 - p_2 = A_1 \sin \omega t - A_2 \sin (\omega t - k \Delta r \cos \theta), \quad (5)$$

где при равенстве постоянных коэффициентов $A_1 = A_2 = A$ для одинаковых по чувствительности микрофонов, используя простейшие преобразования, будем иметь

$$p_p = 2A \sin(k \Delta r \cdot \cos \theta / 2) \cdot \cos(\omega t - k \cdot \Delta t \cdot \cos \theta / 2) \quad (6)$$

Здесь величина $E_{m.p} = 2A \cdot \sin(k \Delta r \cos \theta / 2)$ характеризует собой амплитудное значение чувствительности разностной системы из двух микрофонов, которая позволяет определить её диаграмму направленности для любой заданной частоты

$$G_p(\theta) = E_{m.p}(\theta) / E_{m.p}(0^\circ) = \sin(k \Delta r \cos \theta / 2) / \sin(k \Delta r / 2), \quad (7)$$

и амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) чувствительности системы на её акустической оси при $\theta = 0^\circ$

$$E_{m.p} = 2A \cdot |(\sin(k \Delta r / 2))|. \quad (8)$$

В области низких частот, когда $k \Delta r \approx 0$, $\sin(k \Delta r / 2) \approx k \Delta r / 2$, имеем: $G_p(\theta) = \cos \theta$, т.е. косинусоидальную ДН с максимумами вдоль линии базы микрофонов ($\theta = 0^\circ$ и $\theta = 180^\circ$). Для АЧХ имеем минимумы при $(k \Delta r / 2) = 0^\circ, 180^\circ$ и первый максимум, можно сказать, в области средних частот, когда $(k \Delta r / 2) = 90^\circ$.

2. Аналитическое выражение для расчета объем остатка, учитывающее поглощающие свойства нефтепродукта

Ниже приводится получение аналитического выражения для расчета объем остатка по при допущении постоянства звукопоглощающих свойств мазута с изменением его температуры [3,4]. Находим собственные частоты колебаний воздуха в резервуаре, рассматривая его стенки абсолютно жесткими, а днище импедансным.

Рассмотрим нестационарную задачу: в модель цистерны помещен точечный источник, который включается в момент времени $t = 0$. Рассмотрим соответствующее неоднородное волновое уравнение:

$$\left(\Delta - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \tilde{P}(r, \varphi, z, t) = F_0 \delta(\bar{X}_c - \bar{X}_{ucm}) f(t) \quad (9)$$

где F_0 – некоторая постоянная, $f(t)$ – функция, характеризующая источник.

Учитываются условия на границе:

$$\left. \frac{\partial P}{\partial z} \right|_{z=0, H} = 0, \quad \text{т.е.}$$

$$\left. \frac{\partial Z(z)}{\partial z} \right|_{z=0, H} = 0.$$

Решение однородного волнового уравнения (9) ищем в виде

$$\tilde{P}(r, \varphi, z, t) = P(r, \varphi, z) T(t). \quad (10)$$

Тогда уравнение (10) имеет следующий вид:

$$T(t) \Delta P(r, \varphi, z) - \frac{1}{c^2} T''(t) \cdot P(r, \varphi, z) = 0 \quad (11)$$

При делении на $T(t)P(r, \varphi, z)$ выражение (30) можно записать

$$\frac{1}{c^2} \frac{T''(t)}{T(t)} = \frac{\Delta P(r, \varphi, z)}{P(r, \varphi, z)} = -\mu^2, \quad (12)$$

тогда получим: (13)

$$\begin{cases} T''(t) + \mu^2 c^2 T(t) = 0 \\ \frac{\Delta P(r, \varphi, z)}{P(r, \varphi, z)} = -\mu^2 \end{cases} \quad (14)$$

В уравнении (10) коэффициент P_{mjk} зависит от времени:

$$P(r, \varphi, z, t) = \sum_{\bar{m}} P_{\bar{m}}(t) \psi_{\bar{m}}(\bar{r}). \quad (15)$$

Далее разложим и правую часть уравнения (9)

$$F_0 \delta(\bar{X}_c - \bar{X}_{ucm}) f(t) \equiv \sum_{\bar{m}} P_{\bar{m}} \psi_{\bar{m}}(\bar{r}) \quad (16)$$

и получим представление для F вида $F(\bar{X}_c - \bar{X}_{ucm}, t)$:

$$F = \sum_{\bar{m}} F_{\bar{m}}(t) \varphi_{\bar{m}}(\bar{r}), \quad (17)$$

где $F_{\bar{m}}(t)$ – коэффициенты разложения обобщенного ряда Фурье, которые вычисляются по формуле:

$$F_{mjk}(t) = \frac{(F, \psi_{mjk}(\bar{r}))}{(\psi_{mjk}(\bar{r}), \psi_{mjk}(\bar{r}))}, \quad (18)$$

В уравнении (18) круглыми скобками обозначено функциональное скалярное произведение:

$$(F, \psi_{mjk}) = \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^H dz \int_0^R r F(r, \varphi, z) \psi_{\bar{m}}(\bar{r}). \quad (19)$$

Подставляя полученные ряды в исходное уравнение (9)

$$\left(\Delta - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \left(\sum_{\bar{m}} P_{\bar{m}}(t) \varphi_{\bar{m}}(\vec{r}) \right) = \sum_{\bar{m}} F_{\bar{m}}(t) \varphi_{\bar{m}}(\vec{r}) \quad (20)$$

и, учитывая их ортогональность, приравняем почленно, что приводит к серии уравнений:

$$\left(-\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} P_{\bar{m}}(t) \right) \varphi_{\bar{m}} + P_{\bar{m}}(t) \cdot \Delta \varphi_{\bar{m}}(\vec{r}) = F_{\bar{m}}(t) \cdot \varphi_{\bar{m}}(\vec{r}) \quad (21)$$

Учтем, что $\varphi_{\bar{m}}(\vec{r})$ - собственные функции, т.е. они удовлетворяют уравнению

$$\frac{\Delta \varphi_{\bar{m}}(\vec{r})}{\varphi_{\bar{m}}(\vec{r})} = -k_{mjk}^2 \equiv -k_{\bar{m}}^2, \quad (22)$$

В результате (22) редуцируется до обыкновенного неоднородного дифференциального уравнения

$$P_{\bar{m}}''(t) + k_{\bar{m}}^2 c^2 P_{\bar{m}}(t) = -F_{\bar{m}}(t). \quad (23)$$

Решаем его методом Лапласа, введя обозначения:

$P(t)$ – оригинал функции, $\hat{P}(p)$ – ее изображение:

$$\hat{P}(p) = \int_0^{\infty} e^{-pt} P(t) dt. \quad (24)$$

Тогда для оригинала $p(t)$ имеем следующее изображение

$$p^2 P(p) - pP(0) - p'(0) = p^2 P(p). \quad (25)$$

Рассмотрим простейшие нулевые начальные условия:

$$p(t, \vec{r})|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial}{\partial t} p(t, \vec{r})|_{t=0} = 0 \quad (26)$$

Обозначим через $f(t)$ - оригинал функции,

$F(p)$ - ее изображение, в результате уравнение (9) примет вид:

$$p^2 \hat{P}(p) + k^2 c^2 \hat{P}(p) = F_0 \delta(\bar{X}_c - \bar{X}_{ucm.}) \hat{F}(p) \quad (27)$$

Переходя к обратному преобразованию Лапласа, получим решение уравнения (24) в виде

$$P_{\bar{m}}(t) = \frac{F_0 \delta(\bar{X}_c - \bar{X}_{ucm.})}{2\pi j} \int_{A-j\infty}^{A+j\infty} \frac{e^{pt} \hat{F}(p) dp}{p^2 + \omega_{\bar{m}}^2} \quad (28)$$

Введем коэффициент затухания β_i для i -ых собственных колебаний в объеме – мнимую составляющую комплексной частоты:

$$\omega_m = \omega_m + i\beta_m, \quad \text{тем самым определив}$$

коэффициент $P_{\bar{m}}(t)$. Тогда получим законченный вид для уравнения (9).

Далее получим средний квадрат давления, усредняя давление по объему и времени:

$$\langle P_{cp}^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} \left(\sum_{\bar{n}} |p_{\bar{n}}(t)|^2 \right) dt. \quad (29)$$

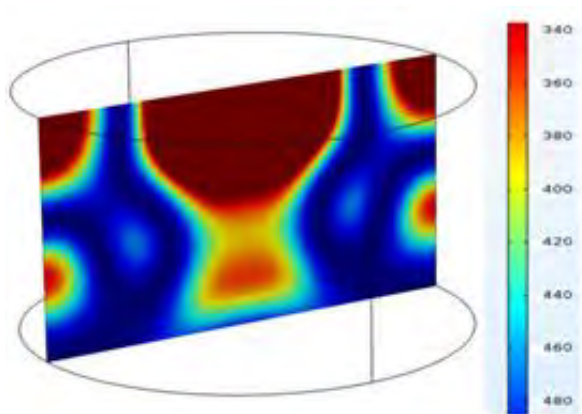
Введем коэффициент затухания β_i и, подставив его в (29), получим уравнение, учитывающее поглощающие свойства нефтепродукта на днище горизонтального цилиндра. Для каждого полученного из опыта уровня звукового давления и подставленного в (29) возможно подобрать такое значение β_i , чтобы аналитически найденная зависимость объема остатка нефтепродукта от нормированного значения Po/Pi совпала с такой же зависимостью, но полученной экспериментально. При этом $\omega_0 = 500$ Гц (средняя частота октавной полосы зоны диагностики).

3. Моделирование градиентного принципа включения микрофонов

В соответствии с вышеуказанной методике коэффициент звукопоглощения шлама для подстановки в формулу (29) был получен экспериментально методом интенсивности с использованием двух микрофонов-приемников давления (рис.2а). Компьютерное моделирование акустического поля корреляционное взаимодействие первых отражений (от импедансного днища и абсолютно жесткой крыши резервуара) позволяет визуально оценить как поглощающие свойства материала на днище, так и рациональное позиционирование акустического зонда анализатора интенсивности при измерениях (рис.2б).



а)



б)

Рис. 2. а) схема измерений в модели резервуара: M_1 и M_2 – микрофоны; ПК – компьютер; АИ – анализатор интенсивности звука; И – источник звуковых колебаний; $H = 1$ м; $D = 1,2$ м.; б) моделирование акустического поля в резервуаре

Поскольку интенсивность звука содержит информацию как о величине, так и о направлении, она весьма эффективна при исследовании распределения потоков звуковой энергии, в нашем случае - у поверхности звукопоглощающего вещества [5]. Особенность диаграммы направленности акустического зонда анализатора интенсивности 3360 (V&K), установленного по нормали к дну в центре резервуара, позволяет четко регистрировать изменения звукопоглощения дна вертикального цилиндрического резервуара по изменению спектра интенсивности.

На первом этапе измерений был получен тестовый график зависимости амплитуды второй аксиальной моды колебаний воздушного объема в спектре интенсивности от известных коэффициентов звукопоглощения тестовых материалов, расположенных на дне модели технологического резервуара в масштабе 1:10 (рис.2а). Сигналы с выходов микрофонов, фильтруются с помощью программы ПК и подаются на вход анализатора спектра. Полосовой фильтр ПК пропускает колебания лишь той частоты аксиальной моды, на которой производятся измерения.

Тестовый график зависимости амплитуды второй аксиальной моды спектра интенсивности от коэффициентов звукопоглощения α_i тестовых материалов построен по результатам измерений для пяти различных плоских эталонных образцов с известными коэффициентами звукопоглощения, поочередно размещенных на дне резервуара. По оси абсцисс отложены значения коэффициентов звукопоглощения эталонных образцов, а по оси ординат – амплитудные значения второй аксиальной моды.

На втором этапе образец твердого остатка (шлама) из технологического резервуара помещался тонким плоским слоем на дно модели и по амплитуде второй аксиальной моды спектра интенсивности из тестового графика (рис.3) определялся коэффициент звукопоглощения шлама.

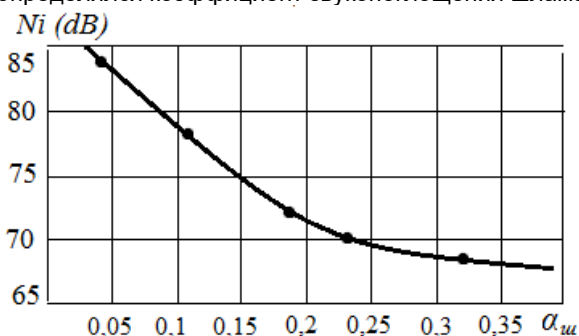


Рис. 3. Тестовый график зависимости уровня интенсивности от коэффициента звукопоглощения $\alpha_{ш}$

Тогда выражение, полученное из (29), тестировалось с подстановкой экспериментально полученных данных: воздушный объем модели резервуара; амплитуда давления второй аксиальной моды; коэффициент звукопоглощения шлама; время длительности, например, гауссовского импульсного источника возбуждения звуковых колебания в резервуаре и др.

Заключение

Результаты определения объема остатка нефтепродуктов в модели по предложенному способу получили хорошее согласование с линейными измерениями (линейкой) того же объема шлама, что подтверждает допустимость применения рассмотренной модификации известного интерферометрического метода, когда информация о параметрах звукопоглощающего вещества извлекается из распределения амплитуд звукового давления в монохроматической стоячей волне в условиях цилиндрической трубы.

Для оценки объема шлама в технологическом резервуаре повторяется процедура калировки и измерений по вышеизложенному алгоритму для модели.

Показанная аппаратная реализация метода определения коэффициента звукопоглощения вещества по амплитуде второй аксиальной моды спектра интенсивности позволяет дистанционно оценить его объем в резервуаре используя аналитическое выражение.

Исследованная бесконтактная система акустического контроля может найти применение для регистрации объема жидких, сыпучих и смешанных агрегатных композиций в вертикальных цилиндрических резервуарах, осуществляемых в средствах воздушного, наземного и водного транспорта, не исключая и ядерные отходы.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Справочник по судовой акустике / Под ред. Ключкина И.И. и Боголепова И.И.. Л.: Судостроение, 1978, 503 с.
2. Квет. В. Ф., Цысаров С. А. Особенности акустического профилирования донных отложений в больших нефтяных резервуарах. // Акустический журнал, т. 64, вып. № 1, 2018, с. 112-118.
3. Колыхалин В.М. Различные способы акустической диагностики твердого остатка нефтепродуктов в железнодорожных цистернах: Известия Самар. науч. центра РАН. Спец. вып. ELPIT-2005 // Самар. науч. центр РАН.- Самара, 2005, с. 97-101.
4. Intensity measurements. The analysis technique of the nineties. Bruel & Kjaer. Naerum, 1988.
5. Колыхалин В.М., Давыдов В.В., Способ определения объема остатка твердого нефтепродукта в железнодорожном вагоне-цистерне. Патент на изобретение РФ №2348015, М.Федерал. служ. по интеллект. собст., патен. и товар. знакам, RU 2348015 C1, Заявл.2007, опубл. 27.02.2009 Бюл. № 6.

References

1. Ship Acoustics Handbook / Edited by I.I. Klyukin and I.I. Bogolepov. L.: Shipbuilding, 1978, 503 p.
2. Quet. V. F., Tsysarov S. A. Features of acoustic profiling of bottom sediments in large oil reservoirs. // Acoustic Magazine, t. 64, issue No. 1, 2018, pp. 112-118.
3. Kolykhalin V. M. Various methods of acoustic diagnostics of the solid residue of oil products in railway tanks: Izvestia Samara, Scientific Center of RAS. ELPIT-2005 Special issue // Samara Scientific Center of RAS. - Samara, 2005, p. 97-101.
4. Intensity measurements. The analysis technique of the nineties. Bruel & Kjaer. Naerum, 1988.
5. Kolykhalin V.M., Davydov V.V., Method for Determination of Solid Oil Residue in Tank-Wagon Railway. Invention Patent of the Russian Federation №2348015, M.Federal. Service for Intellectual Property, Patent and Commodity Marks, RU 2348015 C1, Decl. 2007, published 27.02.2009 Bulletin № 6.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Александр Александрович Клещев, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры физики, Санкт-Петербургский морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: alexalex-2@yandex.ru

Виталий Михайлович Колыхалин, кандидат технических наук, начальник смены, «Петербургский нефтяной терминал», 198330, Санкт-Петербург, Дорога на Турухтанские острова, 32, e-mail: cap-007@mail.ru

Герман Андреевич Лебедев, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры физики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3.

Василий Семёнович Майоров, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе 44, e-mail: v921311@gmail.com

Сергей Владимирович Попков, доктор технических наук, заместитель начальника отделения, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе 44, e-mail: popkov.vs@gmail.com

Алексей Викторович Троицкий, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе 44, e-mail: avtroitskiy@gmail.com

Alexander A. Kleshchev, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, Professor of the Department of physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: alexalex-2@yandex.ru

Vitaliy M. Kolykhalin, Dr.F. (Techn.), shift supervisor, "St. Petersburg Oil Terminal", Turuhtannie ostrova, 32, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: cap-007@mail.ru

German A. Lebedev, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, Professor of the Department of physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation.

Vasiliy S. Mayorov, Dr. Sci. (Techn.), the leading Researcher, FSUE "Krylov state scientific center", Moscow highway 44, St. Petersburg, 196158, Russian Federation, e-mail: v921311@gmail.com

Sergey V. Popkov, Dr. Sci. (Techn.), the deputy head of the Department of FSUE "Krylov state scientific center", Moscow highway 44, St. Petersburg, 196158, Russian Federation, e-mail: popkov.cv@gmail.com

Alexey V. Troitskiy, Dr. Sci. (Techn.), chief researcher, FSUE "Krylov state scientific center", Moscow highway 44, St. Petersburg, 196158, Russian Federation, e-mail: avtroitskiy@gmail.com

УДК 534.142.1

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.058

Исследования режимов возбуждения термоакустических излучателей звука – термофонов

Ф.Ф. Легуша¹, Н.С. Григорьева¹, В.Д. Лукьянов², К.В. Разрезова¹, А.В. Троицкий³¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²«Авангард», ³Крыловский государственный научный центр

Аннотация. В работе проведён анализ влияния режимов возбуждения термофона на его акустическую эффективность. В настоящее время для возбуждения современных термофонов используют два режима возбуждения соответствующих случаям, когда в активном элементе термофона текут: 1) постоянный электрический ток I_0 и переменный электрический ток $i(f) = I_m \sin(\omega t)$; 2) только переменный ток $i(f) = I_m \sin(\omega t)$. В этих случаях термофон излучает звуковые волны, амплитуды колебательных скоростей которых u_{m1} и u_{m2} соответствуют номерам режимов.

При этом показано, если выполняется неравенство $I_0 \gg I_m$, то отношение колебательных скоростей $u_{m1} / u_{m2} \geq 28$. Как следствие этого, уровень излучения звука при 1 режиме возбуждения более чем на 29 дБ выше, а мощность акустического излучения в 860 раз выше по сравнению со вторым режимом возбуждения. Таким образом, для создания мобильных эхолокационных систем, работающих в газах, могут быть использованы термофоны, в которых реализован первый режим возбуждения, имеющий более сложную схему электрического питания.

Ключевые слова: Термоакустический эффект, термофон, акустическая эффективность, режимы возбуждения, постоянный электрический ток, переменный электрический ток, активный элемент, звуковая волна, колебательная скорость.

Studies of excitation modes of thermoacoustic emitters of sound – of thermophones

Fedor F. Legusha¹, Natalie S. Grigorieva¹, Valeriy D. Lukyanov², Kseniya V. Razrezova¹, Aleksey V. Troitskiy³¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation, ²«Avangard», Russian Federation, ³«Krylov state scientific center, Russian Federation

Abstract. The paper analyzes the influence of thermophone excitation modes on its acoustic efficiency. Currently, to excite modern thermophones, two excitation modes are used corresponding to cases when in the active element of the thermophone flows: 1) direct electric current I_0 and alternating electric current $i(f) = I_m \sin(\omega t)$; 2) only alternating current $i(f) = I_m \sin(\omega t)$. In these cases, the thermophone emits sound waves whose vibrational speed amplitudes u_{m1} and u_{m2} correspond to the mode numbers.

It is shown that if the inequality $I_0 \gg I_m$, is satisfied, then the ratio of vibrational speeds $u_{m1} / u_{m2} \geq 28$. As a result, the sound radiation level at 1 excitation mode is more than 29 dB higher, and the acoustic radiation power is 860 times higher compared to the second excitation mode. Thus, to create mobile echolocation systems operating in gases, thermophones can be used, in which the first excitation mode is implemented, which has a more complex electrical power supply scheme.

Key words: Thermoacoustic effect, thermophone, acoustic efficiency, excitation modes, direct electric current, alternating electric current, active element, sound wave, vibrational speed.

Введение

Термоакустические генераторы звука – термофоны относятся к классу широкополосных нерезонансных безынерционных источников звука. Разработанные недавно плёночные термофоны открывают широкие возможности их практического применения для решения различных задач физической и технической акустики. Всесторонние исследования плёночных термофонов были проведены на кафедре физики СПбГМТУ [1-3]. Физической основой работы любого термофона является термоакустический эффект, современное описание которого можно найти в книге [4]. Согласно современным исследованиям термофоны являются источниками звука, работающими в диапазоне частот от 1,0 до 150 кГц. При непрерывном гармоническом возбуждении уровни генерируемого звука могут достигать 100 дБ. Термофоны также могут быть использованы для создания импульсных звуковых сигналов.

Акустические характеристики термоакустических источников звука в значительной степени зависят от

условий, при которых осуществляется генерация звуковых волн. В настоящее время существуют два режима возбуждения термоакустических источников звуковых волн:

- *первый* режим, когда по активному элементу (АЭ) термофона протекают одновременно постоянный I_0 и переменный $i(f)$ электрические токи;
- *второй* режим, когда по АЭ термофона течёт только переменный электрический ток $i(f)$.

Задачей нашего исследования является оценка акустической эффективности термофонов, имеющих одинаковые электрофизические характеристики и работающих при различных режимах возбуждения.

1. Схема электропитания термофона

Обобщённая электрическая схема термоакустического генератора звука показана на рис. 1. Согласно обобщённой схеме в состав термофона входит источник постоянного тока 1, который обеспечивает предварительный разогрев активного элемента 2. Генератор переменного тока 3 обеспечивает возбуждение на поверхности проводника переменного температурного поля. В

качестве источников постоянного тока и генераторов переменного тока обычно используются стандартные приборы.

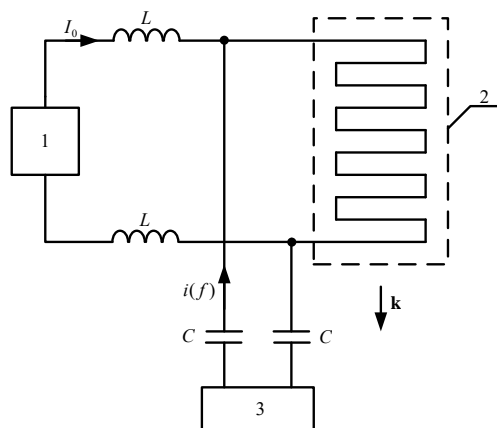


Рис. 1. Схема электрических цепей термофона: 1 – источник постоянного тока I_0 ; 2 – активный элемент; 3 – генератор гармонического сигнала $i(f)$; k – волновой вектор излучённой звуковой волны; L – катушка индуктивности; C – электрический конденсатор

Из схемы, представленной на рис. 1, нетрудно заметить, что наиболее просто может быть реализован второй режим возбуждения, при котором электропроводящий слой АЭ подключен непосредственно к клеммам генератора переменного тока. Это объясняет тот факт, что подавляющее число исследований, изучающих термоакустические источники звука, выбирают второй режим возбуждения.

При реализации первого режима возбуждения схема электропитания термофона усложняется. Это обусловлено тем, что электропроводящий слой АЭ термофона служит одновременно нагрузкой как генератору переменного тока, так и источнику постоянного электрического тока. Это обстоятельство приводит к появлению в цепях индуктивных и ёмкостных элементов.

2. Устройство и работа термофона

Конструктивно активный элемент термофона может быть выполнен в виде системы слоёв, выполняющих различные функциональные задачи. Обобщённая структурная схема АЭ термофона показана на рис. 2.

Рассмотрим назначение слоёв, показанных на рис. 2. Здесь цифрой 1 обозначено верхнее полупространство, в котором распространяется звуковая волна, формирующаяся на излучающей поверхности $I-I$. В общем случае полупространство 1 может быть заполнено газом или диэлектрической жидкостью. Излучающая поверхность параллельна поверхности электропроводящего слоя – 2 и находится на расстоянии $\Delta_T = 1,55\delta_T$, где δ_T – толщина теплового пограничного слоя от неё.

В качестве слоя 2 могут быть использованы любые электропроводящие материалы. По литературным данным толщина этого слоя может быть от 20...30 нм до 1...3 мкм. На этом слое происходит трансформация переменного электрического тока в звуковую волну.

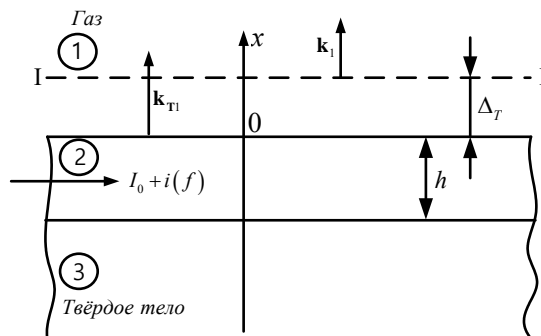


Рис. 2. Обобщённая структурная схема АЭ термофона: h – толщина электропроводящего слоя АЭ; Δ_T – эффективная толщина пристеночного теплового слоя; k_{T1} – неоднородная тепловая волна, распространяющаяся в газе; k_i – бегущая звуковая волна, возбуждаемая на излучающей поверхности; $I-I$ – поверхность излучения звука

Слой 3 представляет собой пластину, изготовленную из какого-либо диэлектрического материала. Этот слой выполняет две задачи: обеспечивает механическую прочность устройства; забирает излишки тепла от слоя 2, которые появляются в нём за счёт джоулевых потерь, стабилизируя термодинамические условия работы термофона.

Термоакустический источник звука работает следующим образом. После включения источника постоянного тока начинается стационарный разогрев проводника – 2. Ввиду того, что АЭ находится в теплопроводящей среде, через некоторое время температура поверхности проводника T_s стабилизируется. Далее на АЭ подаётся переменный ток $i(f) = I_m \exp(i\omega t)$. Протекание тока $i(f)$ по АЭ приводит к появлению в объёме вещества, из которого изготовлен проводник, переменного теплового потока, и, как следствие этого, к возбуждению на его поверхности температурного поля, температура которого изменяется по закону $T'_m \exp(i\omega t)$.

На поверхности проводника, контактирующей с теплопроводной средой – 1, выполняется граничное условие

$$T'_{m1} = T'_{m2}, \quad (1)$$

где T'_{m2} – амплитуда колебаний температуры в приповерхностном слое вещества, заполняющего пространство.

Граничное условие (1) может быть выполнено только в случае, когда на поверхности проводника возбуждается тепловая волна k_{T1} , распространяющаяся вглубь среды, контактирующей с поверхностью проводника. Распространение и затухания неоднородной тепловой волны k_{T1} в веществе среды сопровождается генерацией звуковой волны k_i , которая формируется на излучающей поверхности $I-I$.

3. Расчёт компонент мощности тепловыделения

Рассмотрим более подробно первый режим возбуждения. Тепловое поле в веществе электропроводного слоя 2 и на его верхней поверхности создается протекающими по ней одновременно постоянным током I_0 и переменным

током $I_m \sin \omega t$, где $\omega = 2\pi f$ – частота колебаний. В этом случае полную мощность тепловыделения в веществе электропроводящего слоя можно найти из выражения [5]

$$\begin{aligned} p_{\Sigma} &= R_{e0} (I_0 + I_m \sin \omega t)^2 = \\ &= R_{e0} \left(I_0^2 + 2I_0 I_m \sin \omega t + I_m^2 \sin^2 \omega t \right) = \\ &= R_{e0} \left[\left(I_0^2 + \frac{I_m^2}{2} \right) + 2I_0 I_m \sin \omega t - \frac{I_m^2}{2} \cos 2\omega t \right], \end{aligned} \quad (2)$$

где R_{e0} – электрическое сопротивление проволоки при протекании по ней постоянного тока I_0 , I_m – амплитуда переменного тока.

Как видим из уравнения (2), в полной мощности тепловыделения кроме стационарного теплового потока имеются переменные тепловые потоки, изменяющиеся во времени с основной частотой ω и удвоенной частотой 2ω . Для того, чтобы избавиться от второй гармоники, используют режим, при котором выполняется неравенство

$$I_0 \gg I_m. \quad (3)$$

Тогда формула (2) принимает вид

$$p_{\Sigma} = p_{e1} + p_{ae1} = R_{e0} \left(I_0^2 + 2I_0 I_m \sin \omega t \right), \quad (4)$$

где p_{e1} – мощность тепловыделения, идущего на стационарный разогрев вещества проволоки; p_{ae1} – переменная компонента мощности тепловыделения, которая обеспечивает излучение звуковой волны.

Рассмотрим теперь второй режим возбуждения. Если исключить из структурной схемы термофона (см. рис. 1) источник постоянного тока, а в АЭ подавать только переменный электрический ток, то термофон будет также излучать звуковую волну. В этом случае в веществе, из которого изготавливается АЭ, возбуждается только переменное тепловое поле. Мощность тепловыделения может быть найдена из выражения

$$\begin{aligned} p_{\Sigma 2} &= p_{e2} + p_{ae2} = R_{e0} \cdot I_m^2 \sin^2(\omega t) = \\ &= \frac{R_{e0} \cdot I_m^2}{2} (1 - \cos 2\omega t), \end{aligned} \quad (5)$$

где p_{e2} – мощность тепловыделения, обеспечивающая стационарный разогрев проводника; p_{ae2} – переменная компонента мощности тепловыделения.

Из формулы (5) видим, что при таком варианте возбуждения АЭ тепловой поток в веществе проводника изменяется с удвоенной частотой и, как следствие этого, термофон генерируют звуковую волну на удвоенной частоте.

Из выражений (2) и (5) следует, что в тонких проводниках могут существовать переменные тепловые поля, изменение параметров которых во времени синхронизировано с изменениями физического поля, вызвавшего их появление в веществе проводника. Таким образом, измерения уровней звуковых волн, излучаемых термофоном, нужно рассматривать как экспериментальное подтверждение этого факта.

4. Основные физические параметры термофона

Используя полученные выше компоненты переменной мощности тепловыделения, в работе [6] получена формула, позволяющая рассчитать

значение амплитуды переменной температуры поверхности АЭ

$$T'_{m1} = \frac{q_{ae}}{\sqrt{\omega(K_{H1} + K_{H3})^2 + (\omega\varepsilon)^2}}, \quad (6)$$

где $q_{ae} = p_{ae}/S$ – удельная пиковая мощность тепловыделения АЭ; S – площадь боковой поверхности АЭ; $K_{H1} = \sqrt{\chi_1 \rho_1 C_{p1}}$; $K_{H3} = \sqrt{\chi_3 \rho_3 C_{p3}}$; $\varepsilon = \rho_2 C_{p2} h$ – теплоёмкость единицы площади АЭ толщиной h ; χ_1 , ρ_1 , C_{p1} – соответственно теплопроводность, плотность и удельная теплоёмкость теплопроводной среды 1; χ_3 , ρ_3 , C_{p3} – соответственно теплопроводность, плотность и удельная теплоёмкость вещества слоя 3.

Форма записи выражений для расчёта пиковой мощности тепловыделения в электропроводящем слое зависит от режима возбуждения термофона. В первом случае, используя выражение (4), имеем

$$p_{ae1} = (R_{e0} + R_f) \cdot 2I_0 I_m, \quad (7)$$

где R_f – компонента активного сопротивления проводящего слоя, зависящая от частоты переменного электрического тока. Дополнительное сопротивление R_f появляется в цепи переменного электрического тока за счёт скин-эффекта [7].

Во втором варианте возбуждения, применяя формулу (5), получаем

$$p_{ae2} = (R_{e0} + R_f) \cdot \frac{I_m^2}{2}. \quad (8)$$

Как показано в работе [8], с излучающей поверхности термофона распространяется звуковая волна, амплитуда колебательной скорости которой определяется из выражения

$$u_m = \frac{1,21}{\sqrt{2}} \beta_{v1} \sqrt{\omega a_1} \cdot T'_{m1}, \quad (9)$$

где β_{v1} – коэффициент теплового объёмного расширения среды, $a_1 = \chi_1/\rho_1 C_{p1}$ – коэффициент температуропроводности среды, ρ_1 – плотность, χ_1 – коэффициент теплопроводности, C_{p1} – удельная теплоёмкость при постоянном давлении, T'_{m1} – амплитуда переменной температуры поверхности АЭ.

Здесь необходимо отметить, что амплитуда колебательной скорости u_m остаётся постоянной по всей поверхности изучения $l-l$ (см. рис. 2). Следовательно, термофоны являются поршневыми излучателями звуковых волн, теория излучения которых в настоящее время хорошо разработана.

5. Оценка отношения акустических эффективностей термофона

Сопоставим рассмотренные выше варианты возбуждения термофонов. Будем считать, что один и тот же АЭ возбуждается различными способами. При этом в обоих случаях значение амплитуды переменного тока I_m одинаковы, но в первом случае через АЭ течёт постоянный ток I_0 , а во втором нет. Используя выражение (9), находим отношение амплитуд колебательных скоростей звуковых волн, излучаемых термофоном. После несложных преобразований имеем

$$\frac{u_{m1}}{u_{m2}} = 2\sqrt{2} \frac{I_0}{I_m}, \text{ при } I_0 \gg I_m, \quad (10)$$

где u_{m1} – амплитуда колебательной скорости при 1 режиме возбуждения; u_{m2} – амплитуда колебательной скорости при 2 режиме возбуждения.

При выводе формулы (10) учитываем то, что частота звуковой волны при 2 режиме возбуждения удваивается. Кроме того, для электрических сопротивлений выполняются неравенства: всегда $R_f(2f) \gg R_f(f)$; в рассматриваемом случае $R_{e0} \gg R_f(2f)$. Это позволяет исключить сопротивление R_f из выражений (7) и (8).

Если учесть, что уравнение (4) получено при условии выполнения неравенства (3), то можно произвести численную оценку отношения амплитуд колебательной скорости (10). После несложных преобразований получаем $u_{m1} / u_{m2} \geq 28,3$. Это соответствует разности уровней излучения звука термофоном более чем на 29 дБ. Таким образом, при прочих равных условиях акустическая мощность, излучаемая термофоном при первом режиме возбуждения примерно в 860 раз больше по сравнению со вторым вариантом возбуждения.

Заключение

Из представленных выше материалов можно сделать вывод о том, что наибольшую акустическую эффективность термоакустического источника звука можно достичь в случае, когда реализуется первый режим возбуждения. При этом электрическая схема термофона становится наиболее сложной, но это компенсируется также тем, что частота звуковой волны, излучаемая термофоном, равна частоте переменного тока, используемого для её генерации.

Другой фундаментальный вывод по материалам этой работы заключается в следующем. Термоакустический генератор звука фактически является физической системой, в которой энергия, запасённая в источнике постоянного тока, преобразуется в колебательную энергию звуковой волны.

Широкий диапазон частот и безынерционность термоакустических источников звука позволяет им создавать звуковые импульсы, имеющие сложную спектральную структуру. Это делает их конкурентными с источниками звуковых импульсов, используемых в наше время в эхолокационных системах, работающих в газообразной среде.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Термоакустические излучатели низкочастотного звука и их применение в акустике. // XXVII сессия РАО, посвящ. памяти учёных-акустиков «Крыловского ГНЦ» А.В. Смольякова и В.И. Попкова, СПб, 2014 г.
2. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Широкополосные термоакустические источники звука – термофоны. // СПб.: Морские интеллектуальные технологии (МИТ), № 3 (25), том 1, 2014, с. 71-77.
3. Легуша Ф.Ф., Невеселова К.В. Экспериментальные исследования современных термофонов. // СПб.: МИТ, № 4(30), том 1, 2015. – с. 60-65.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Том VI. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с.
5. Беранек Л. Акустические измерения. – М.: ИЛ, 1952. – 626 с.
6. Невеселова К.В. Расчёт амплитуды переменной температуры активного элемента термофона. СПб.: МИТ, № 4 (26), том 1, 2014, с. 110-115.
7. Матвеев А.Н. Электричество и магнетизм. – М.: Высшая школа, 1983. – 552 с.
8. Васильев Б.П., Легуша Ф.Ф., Разрезова К.В. Анализ энергетических потоков, возникающих при излучении звука термофоном. // XXXII сессия РАО, г. Москва, 14-18 октября 2019 г.

References

1. Vasil'ev B.P., Legusha F.F., Neveselova K.V. Termoakusticheskie izluchateli nizkochastotnogo zvuka i ikh primenenie v akustike [Thermoacoustic bass sound emitters and their application in acoustics]. XXVII sessiya RAO, posvyashch. pamyati uchenykh-akustikov «Krylovskogo GNTs» A.V. Smol'yakova i V.I. Popkova, SPb, 2014 g.
2. Legusha F.F., Neveselova K.V. Shirokopolosnye termoakusticheskie istochniki zvuka – termofony [Broadband thermo-acoustic sound sources - thermophones]. SPb.: Morskie intellektual'nye tekhnologii (MIT), № 3 (25), tom 1, 2014, s. 71-77.
3. Legusha F.F., Neveselova K.V. Eksperimental'nye issledovaniya sovremennykh termofonov [Experimental investigations on modern thermophones]. SPb.: MIT, № 4(30), tom 1, 2015, s. 60-65.
4. Landau L.D., Lifshits E.M. Teoreticheskaya fizika [Theoretical physics]. Tom VI. Gidrodinamika. M.: Nauka, 1986, 736 s.
5. Beranek L. Akusticheskie izmereniya [Acoustic measurements]. M.: IL, 1952, 626 s.
6. Neveselova K.V. Raschet amplitudy peremennoy temperatury aktivnogo elementa termofona [Calculation of time dependent temperature amplitude of the thermophone active element]. SPb.: MIT, № 4 (26), t. 1, 2014, s. 110-115.
7. Matveev A.N. Elektrichestvo i magnetizm [Electricity and magnetism]. M.: Vysshaya shkola, 1983, 552 s.
8. Vasil'ev B.P., Legusha F.F., Razrezova K.V. Analiz energeticheskikh potokov, vznikayushchikh pri izluchenii zvuka termofonom [Analysis of the energy flow arising from the emission of sound by thermal]. XXXII sessiya RAO, Moskva, 14-18 oktyabrya 2019 g.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Фёдор Фёдорович Лёгуша, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры физики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: legusha@smtu.ru

Fedor F. Legusha, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, Professor of the Department of physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: legusha@smtu.ru

Наталья Серафимовна Григорьева, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры физики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: nsgrig@natalie.spb.su

Natalie S. Grigorieva, Dr. Sci. (Phys&Math), Professor, Professor of the Department of Physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: nsgrig@natalie.spb.su

Валерий Дмитриевич Лукьянов, доктор физико-математических наук, профессор, заведующий учебным центром, ОАО «Авангард», 195271, Санкт-Петербург, Кондратьевский пр., 72, e-mail: lukyanovvd@rambler.ru

Valeriy D. Lukyanov, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, head education centre, joint-stock company «Avangard», Kondrat'evsky, 72, St. Petersburg 195271, Russian Federation, e-mail: lukyanovvd@rambler.ru

Ксения Васильевна Разрезова, кандидат физико-математических наук, инженер научно-исследовательской части, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: kv_neveselova@mail.ru

Kseniya V. Razrezova, Cand. Sci.Phys.-Math., engineer of research part, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: kv_neveselova@mail.ru

Алексей Викторович Троицкий, доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный научный сотрудник 6-го отделения, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе 44, e-mail: avtroitskiy@gmail.com

Aleksey V. Troitskiy, Dr. Sci. (Techn.), the senior researcher, the leading Researcher, FSUE "Krylov state scientific center", Moscov highway 44, St. Petersburg, 196158, Russian Federation, e-mail: avtroitskiy@gmail.com

УДК 537.84

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.059

Численное моделирование магнитного поля, индуцированного колебательным движением заряженного шара

С.Ю. Маламанов¹, В.А. Павловский²¹Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова,² Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Современные вычислительные средства с помощью новейших компьютерных технологий дают возможность производить моделирование и расчёт научных и прикладных задач в самых разных сферах деятельности. Новые возможности, позволяют ставить и решать многие комплексные научные и технические задачи морской гео- и гидрофизики, среди которых особенно актуальны в настоящее время следующие: создание аппаратуры для изучения и измерения электрического и магнитного полей в воде; исследование электрических явлений в море для определения их связи с другими физическими процессами; изучение магнитогидродинамических процессов, возникающих из-за движения морской воды в магнитном поле Земли и многие другие

Некоторые прикладные задачи требуют физически верного описания движения твёрдого тела, как в жидкой среде, так и на границе раздела сред, например, «газ–жидкость». Кроме того, подобного рода движения могут происходить при наличии изменчивости физических (например, электромагнитного) полей, которые необходимо учитывать. Решение подобных задач стало возможным с помощью современных вычислительных комплексов. Однако при этом следует иметь в виду, что сложный характер взаимодействия гидродинамического и электромагнитного полей обуславливает необходимость рассмотрения достаточно упрощенных моделей, описывающих основные закономерности изучаемых явлений.

В настоящей работе представлены результаты численного моделирования генерации индуцированного магнитного поля, вызванной колебательным движением твёрдого шара, с помощью вычислительного комплекса ANSYS.CFX. Шар совершает вынужденные колебания на границе раздела «морская вода – воздух». Модельная постановка задачи позволяет лучше понять механизм генерации магнитного поля, обусловленный движением твёрдого заряженного тела в проводящей среде. Рассматриваемое твердое тело – шар - моделируется набором 2D областей, формирующими его поверхность, при этом сетка движется по его поверхности в соответствии с решением уравнений динамики последнего. Решение уравнений прямолинейного движения выполняется с помощью дискретизации по неявной схеме интегрирования Ньюмарка. При этом используется 2й порядок точности.

Для расчета параметров магнитного поля решалась система уравнений магнитной гидродинамики, реализованная в вычислительной структуре комплекса ANSYS. CFX.

Ключевые слова: численное моделирование, проводящая жидкость, скорость потока, магнитное поле, вынужденные колебания, математическая модель.

Numerical simulation of the magnetic field induced by the oscillatory motion of a charged ball

Stepan Y. Malamanov¹, Valery A. Pavlovsky²¹ Baltic State Technical University "VOENMEKH" them. Ustinov, ² St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

Abstract. Modern computing facilities with the help of the latest computer technologies allow modeling and calculating scientific and applied problems in various fields of activity. New modeling capabilities make it possible to pose and solve many complex scientific and technical problems of marine geo- and hydrophysics, among which the following are especially relevant now: creation of equipment for studying and measuring electric and magnetic fields in water; study of electrical phenomena at sea to determine their relationship with other physical processes; study of magnetohydrodynamic processes arising from the movement of sea water in the Earth's magnetic field and many others. Some applied problems require a physically correct description of the motion of a solid, both in a liquid medium and at the interface between media, for example, "gas-liquid". In addition, this kind of motion can occur in the presence of variability of physical (for example, electromagnetic) fields, which must be taken into account. The solution of such problems has become possible with the help of modern computing systems. However, it should be borne in mind that the complex nature of the interaction of hydrodynamic and electromagnetic fields necessitates the consideration of rather simplified models, which, however, "grasp" the essence and describe the basic laws of the studied phenomena. This paper presents the results of numerical simulation of the generation of an induced magnetic field caused by the oscillatory motion of a solid ball using the ANSYS.CFX computer complex. The ball makes forced vibrations at the "sea water - air" interface. The model formulation of the problem makes it possible to better understand the mechanism of magnetic field generation caused by the motion of a solid charged body in a conducting medium. The considered rigid body - a sphere - is modeled by a set of 2D regions that form its surface, while the mesh moves along its surface in accordance with the solution of the equations of the dynamics of the latter. The solution of the equations of rectilinear motion is performed by discretization according to the implicit Newmark integration scheme. In this case, the 2nd order of accuracy is used. To calculate the parameters of the magnetic field, the system of equations of magnetohydrodynamics was solved, implemented in the computational structure of the ANSYS complex. CFX.

Keywords: numerical simulation, conductive fluid, flow velocity, magnetic field, forced oscillations, mathematical model

Введение

Изучение Мирового Океана актуально и важно в научном и прикладном аспектах. Так в области гидрофизики необходимо комплексное исследование индуцированного (вторичного) магнитного поля и определение параметров гидродинамических источников его вызвавших. Эти источники традиционно разделяются на естественные и искусственные. К первым относятся многообразные волновые (поверхностные, внутренние, ветровые и т.д.) движения морской воды, вторые – обусловлены движением разнообразных объектов искусственного происхождения, как по поверхности воды, так и в её толще. Поэтому, знание определённых параметров движения проводящей среды – морской и океанской воды, является определяющим для многих насущных задач в исследовании физики Океана. Это знание необходимо для всестороннего изучения индуцированного магнитного поля. Определение и прогнозирование основных параметров движения морской среды по изменению электромагнитного поля является составной частью комплексной задачи идентификации. В этой связи, как возможные измерения, так и вычисления (предсказания) индуцированного магнитного поля, носят как фундаментальный, так и сугубо прикладной характер. Поэтому, очень актуальна задача нахождения параметров волн от движения искусственного источника, по электромагнитному эффекту вызванного им волнения [1–3]. В наши дни задача нахождения индуцированного (вторичного) магнитного поля естественным образом распадается на две составляющие части. Это определение поля скоростей волнения и нахождение по этому полю скоростей электромагнитного отклика. При этом скорость движения среды находят или из результатов натурных наблюдений, или из решения гидродинамической задачи, в которой жидкость считают несжимаемой и невязкой. Таково было положение дел до недавнего времени. Сейчас, учитывая междисциплинарные возможности комплекса ANSYS, нет необходимости в декомпозиции задачи, её можно решать «насквозь».

Моделирование колебаний шара

В данной работе рассматривается колебательное движение шара и вызванное этим движение присоединённой массы жидкости. Так, шар плотностью немного меньшей плотности воды, под действием силы тяжести и силы Архимеда плавает на поверхности жидкости. Начиная действовать на шар внешняя вертикальная периодическая сила, приводит к его вынужденным колебаниям. Это иллюстрирует рисунок 1.

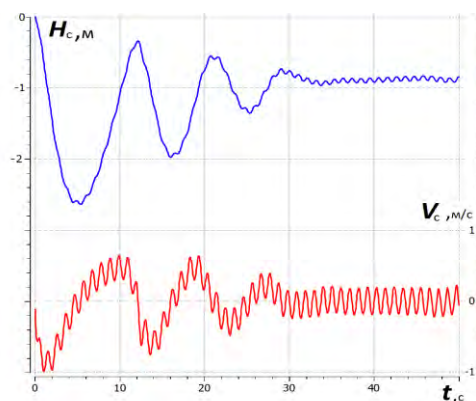


Рис. 1. Изменение положения и скорости центра масс шара во времени.

На этом рисунке H_c , V_c – вертикальная координата (отсчитываемая от поверхности жидкости) и скорость центра масс шара, t – время. Внешняя сила изменялась по гармоническому закону

$$F(t) = 100 \cdot \sin(6t).$$

Хорошо виден переходный процесс и установление вынужденных колебаний шара. Кроме того, – вертикальная координата центра масс и соответствующая скорость изменяются в противофазе как должно быть при колебаниях.

Такого рода внешнюю силу можно считать модельным «аналогом» ветрового волнения, например, зыби.

На следующем этапе моделировалось движение шара при действии на него дополнительной внешней (вынуждающей) силы с различными значениями амплитуды и частоты. Сначала изменялась амплитуда. Всего рассматривалось движение от действия трёх вариантов силы:

$$F(t) = \begin{cases} 100 \cdot \sin(6t). \\ 250 \cdot \sin(6t). \\ 550 \cdot \sin(6t). \end{cases}$$

Изменение вертикальной координаты центра масс шара, для указанных сил, представлено на рисунке 2.

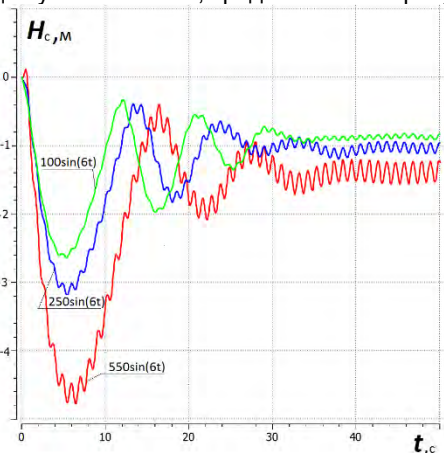


Рис. 2. Изменение положения центра масс шара во времени, при различных амплитудах внешней силы

Хорошо видно, что увеличение значения амплитуды вынуждающей силы приводит к увеличению глубины погружения шара, как во время переходного процесса, так и по его окончании.

Кроме амплитуды, большое значение имеет частота внешнего воздействия. В этой связи рассматривались три варианта силы:

$$F(t) = \begin{cases} 100 \cdot \sin(6t). \\ 100 \cdot \sin(3t). \\ 100 \cdot \sin(t). \end{cases}$$

Влияние этого фактора иллюстрирует рисунок 3.

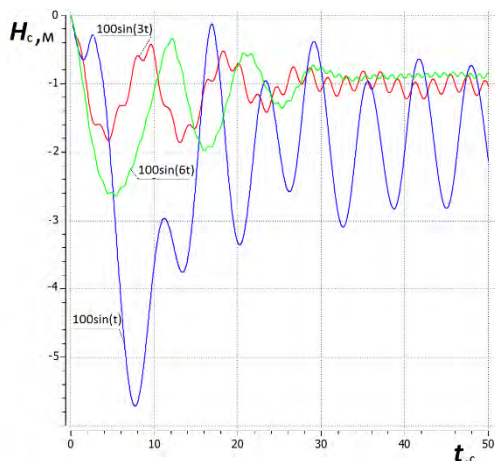


Рис. 3. Изменение положения центра масс шара во времени, при различных частотах внешней силы.

Обращает на себя внимание то, что с уменьшением частоты внешней силы размах колебаний шара сначала уменьшается, а затем увеличивается. Причём увеличение амплитуды колебаний кратно. Такое немонотонное поведение «наталкивает» на мысль о существовании резонанса. Для того, чтобы рассмотреть эту возможность, необходимо иметь представление о свободных колебаниях шара в описанных выше условиях. Как хорошо известно, свободные колебания возникают, при выведении системы из состояния равновесия и предоставлении её самой себе. В данном случае, это может быть начальное погружение шара на определённую глубину (где равнодействующая сил тяжести и Архимеда будет отлична от нуля), придание шару начальной скорости в вертикальном направлении, а можно рассмотреть более естественную физическую ситуацию. Представим себе, что приповерхностный слой жидкости прогрелся и его плотность, стала меньше плотности шара. Такая ситуация может возникнуть, например, в результате солнечного нагрева, конечно, речь идёт о модельной ситуации. Тогда, распределение плотности может иметь вид:

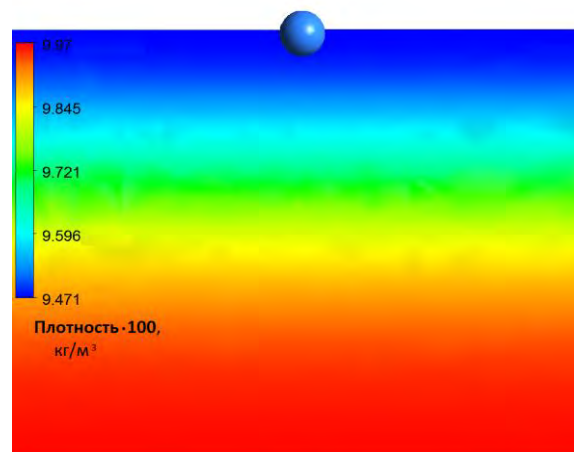


Рис. 4. Шар на поверхности и область локального приповерхностного изменения плотности

В таких условиях шар начинает тонуть, так как сила Архимеда становится меньше силы тяжести. При достижении области, где плотность жидкости становится больше плотности шара, последний начинает всплывать, так как сила Архимеда становится больше силы тяжести и шар вновь попадает в область более лёгкой жидкости и вновь начинает тонуть и так далее. Движение шара, под действием силы тяжести и силы Архимеда в среде с переменной плотностью, носит колебательный характер. Причём это затухающие колебания. Это иллюстрирует рисунок 5. Хорошо видно, что со временем шар приходит в состояние равновесия, расположенное на некоторой глубине, что адекватно физике рассматриваемого явления.

Несмотря на то, что к затухающим колебаниям неприменим термин «период», наличие определённой «повторяемости» функции $H_c(t)$ даёт «возможность» всё же говорить о периоде.

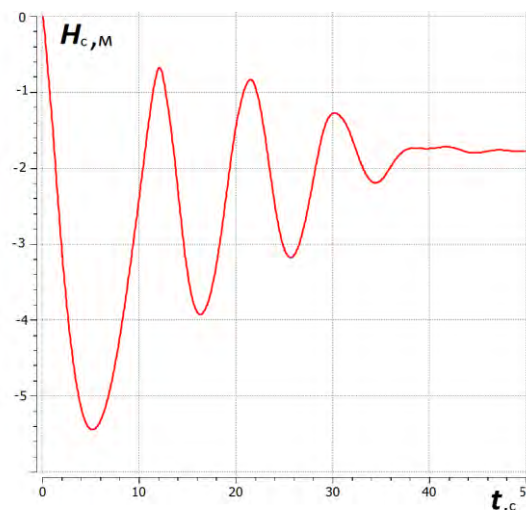


Рис. 5. Изменение положения центра масс шара в случае «свободных» колебаний.

На основе анализа приведенной колебательной зависимости $H_c(t)$ (с учётом влияния силы сопротивления) принимаем угловую скорость «свободных» колебаний равной

$$\omega_0 = 0.628 \text{ 1/с.}$$

Отметим, что полученное ранее наибольшее отклонение центра масс шара (см. рисунок 3) при действии на него внешней силы, было получено при угловой скорости $\omega = 1.0 \text{ 1/с}$, близкой к ω_0 .

В связи с этим, представляет интерес сравнить между собой движение шара под действием внешней силы с частотой $\omega = 1.0 \text{ 1/с}$ с движением под действием внешней силы $\omega_0 = 0.628 \text{ 1/с}$

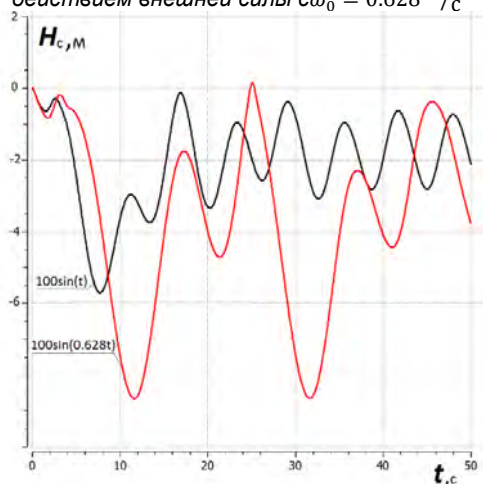


Рис. 6. Изменение положения центра масс шара в случае вынужденных колебаний с близкими частотами внешней силы (одна из них равна ω_0)

Результаты расчётов при указанных частотах иллюстрирует рисунок 6.

Налицо увеличение амплитуды колебаний примерно в два раза и наличие двух ярко выраженных максимумов. Такое движение шара, при $\omega = \omega_0$, можно трактовать как резонанс, в данных условиях. На рисунке 7 показаны «резонансные» кривые, соответствующие двум различным значениям амплитуды внешней силы:

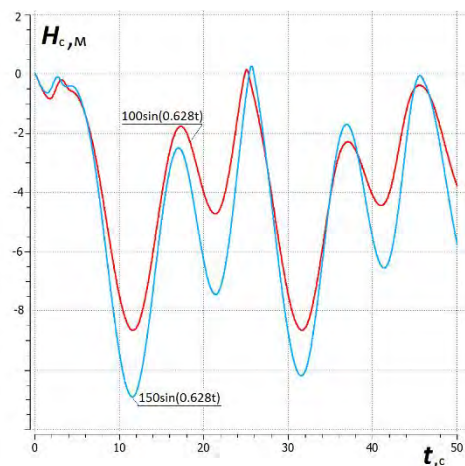


Рис. 7. Изменение положения центра масс шара в случае вынужденных колебаний с частотой ω_0 и различными амплитудами внешней силы.

Как и следовало ожидать – увеличение амплитуды внешней силы приводит к увеличению размаха колебаний шара.

Моделирование колебаний заряженного шара

После решения чисто гидродинамической задачи, рассматриваем колебательное движение заряженного шара в тех же условиях. Эти колебания генерируют в окружающем пространстве электромагнитное поле [4].

Моделирование осуществлялось на основе решения нестационарных уравнений магнитной гидродинамики (которую обычно определяют как связанную систему уравнений электродинамики и гидродинамики). Численный расчёт магнитогидродинамических течений стал возможным сравнительно недавно (2005–2006 гг.) с появлением специального модуля MHD, после того как система уравнений Максвелла была адаптирована в вычислительную среду ANSYS.CFX. Эта система уравнений и некоторые особенности постановки задачи численного моделирования взаимодействия электромагнитного и гидродинамического полей рассмотрены в [5]. Взаимосвязь указанных групп уравнений обусловлена необходимостью учитывать генерацию вторичного электромагнитного поля, вызванного движением проводящей среды.

При проведении расчётов потенциал шара поддерживался постоянным 200 В, коэффициент электропроводности морской воды равен 5 См/м.

Часть расчётной области, представляющая собой куб, показана на рисунке 8. На нём виден шар (его диаметр 0.5 м), свободная поверхность и две точки с номерами «1» и «2». Одна из точек расположена на вертикальной оси на расстоянии 12 метров вниз от положения равновесия колеблющегося шара, а другая точка – на таком же расстоянии на горизонтальной прямой, на уровне шара.

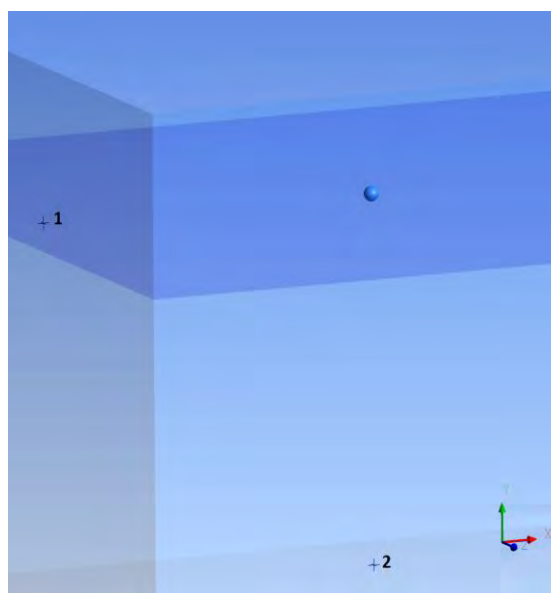


Рис. 8. Схема расчётной области (виден шар и свободная поверхность жидкости).

В отмеченных точках проводились «наблюдения» изменения физической обстановки, в частности индуцированного магнитного поля, во

времени. Индуцированное магнитное поле является следствием колебательного движения заряженного шара. Это колебательное движение заряженного тела «можно» рассматривать как переменный электрический ток, который и вызывает изменение электромагнитной «обстановки» в окружающем пространстве. Это обстоятельство иллюстрируют рисунок 9.

По оси ординат отложены, приведённые к единому диапазону изменений, индукция магнитного поля в рассматриваемых точках, по оси абсцисс – время.

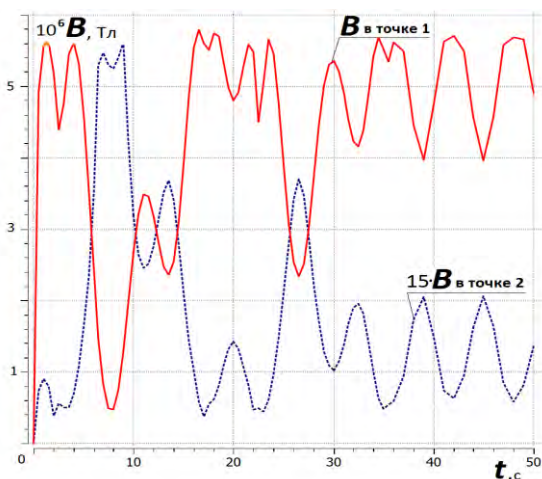


Рис. 9. Изменение магнитного поля в точках наблюдения «1» и «2».

Анализ поведения кривых на приведенных рисунках позволяет сделать некоторые выводы.

Оказалось, что величина индуцированного поля мала и зависит от места «наблюдения». В точке «1» индуцированное магнитное поле в несколько раз больше по сравнению с полем, наблюдаемым в точке «2». Объяснение этому следует из того факта, что в точке наблюдения, расположенной в направлении тока (это направление совпадает с направлением перемещения шара) магнитное поле равно нулю; в нашем случае ток обусловлен движением тела конечных размеров, что и вызывает отличное от нуля значение индуцированного поля. Кроме того, видно, что индуцированное поле в рассматриваемых точках, находится в противофазе, что вполне соответствует базовым принципам электродинамики [4].

В силу вышеизложенного, последующие графики относятся к точке «1».

На рисунке 10 сравниваются индуцированное магнитное поле, обусловленное движением шара, при действии на него трёх вариантов внешней силы с одинаковыми частотами и различными амплитудами:

$$F(t) = \begin{cases} 100 \cdot \sin(6t). \\ 250 \cdot \sin(6t). \\ 550 \cdot \sin(6t). \end{cases}$$

Анализ этого рисунка, совместно с рисунком 2, позволяет сделать вывод о связи размаха колебаний заряженного тела (шара) с величиной индуцированного магнитного поля в точке наблюдения: чем больше отклонение шара от положения равновесия, тем больше величина индуцированного магнитного поля.

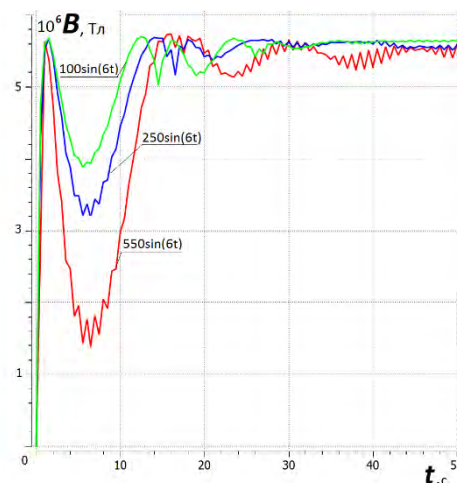


Рис. 10. Изменение индуцированного магнитного поля во времени, при различных амплитудах внешней силы, действующей на шар.

На рисунках 11 и 12 приведены данные расчётов индуцированного магнитного поля, при одинаковых амплитудах внешней силы, действующей на шар и различных частотах. Так на рисунке 11 кривые соответствуют частотам, отличающимся в шесть раз:

$$F(t) = \begin{cases} 100 \cdot \sin(6t). \\ 100 \cdot \sin(t). \end{cases}$$

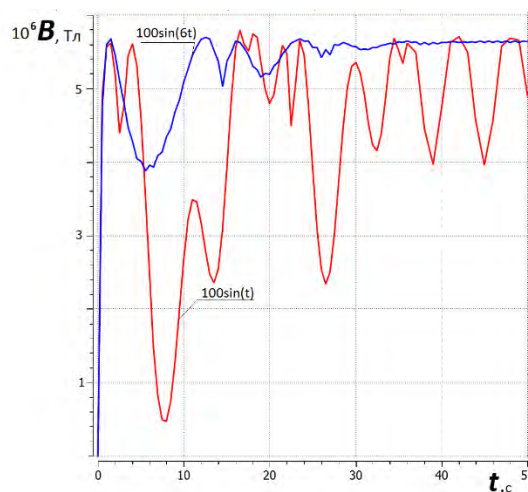


Рис. 11. Изменение индуцированного магнитного поля во времени, при различных частотах внешней силы, действующей на шар

Кривая, показанная красным цветом, соответствует действию на шар внешней силы с частотой близкой к «собственной» частоте колебаний шара. На следующем рисунке 12 сравниваются значения магнитного поля, обусловленные колебаниями шара под действием следующих вариантов внешней силы:

$$F(t) = \begin{cases} 100 \cdot \sin(6t). \\ 100 \cdot \sin(0.628t). \end{cases}$$

Таким образом, одна из частот равна частоте «собственных» колебаний шара ω_0 .

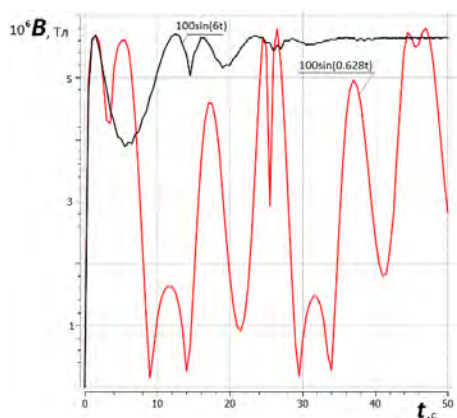


Рис. 12. Изменение индуцированного магнитного поля во времени, при различных частотах внешней силы, действующей на шар (одна из них равна ω_0)

Отчётливо видно кратное увеличение амплитуды индуцированного магнитного поля и «сильные» градиенты его изменения. «Связь» положения точки наблюдения, с различием значений индуцированного магнитного поля наглядно иллюстрирует рисунок 13, который можно рассматривать как своего рода диаграмму направленности в фиксированный момент времени.

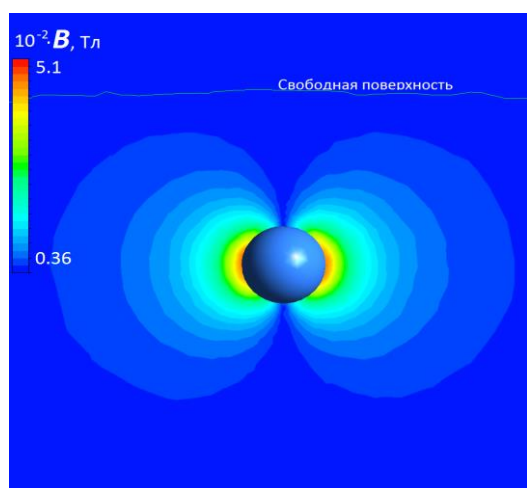


Рис. 13. Пространственное распределение индуцированного магнитного поля в фиксированный момент времени.

Приведенное распределение индуцированного магнитного поля имеет характерный вид диаграммы направленности, колеблющегося диполя [4]. Напомним, что диаграмма направленности – это зависимость напряженности поля, создаваемого источником на достаточно большом расстоянии, от углов наблюдения. Хорошо видно, что вблизи шара как сама индукция магнитного поля, так и её градиент достигают значительной величины.

Следует отметить, что современная геофизическая аппаратура обладает высокой чувствительностью и позволяет измерять магнитные поля с индукцией в десятки и сотни доли нанотесла [6].

Заключение

Таким образом, можно сделать вывод о том, что численное моделирование с помощью МГД-уравнений позволяет находить индуцированное магнитное поле, вызванное движением заряженного тела в проводящей жидкости. Изменяя параметры самого тела определённым образом, можно получить его движения, значительно отличающиеся друг от друга. Это, в свою очередь, повлияет на изменение индуцированного магнитного поля, в частности, на его зарождение. Величина этого поля существенным образом зависит от характера движения тела (шара). Такого рода «связь» может быть использована для определения характеристик движения гидродинамического источника. Кроме того, при колебаниях шара под действием внешней периодической силы, существует область резонанса, и индуцированное магнитное поле претерпевает сильные изменения (градиенты) при приближении частоты внешней силы к «собственной» частоте колебаний шара.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Семкин С.В., Смагин В.П., Савченко В.Н. Генерация возмущений магнитного поля при подводном взрыве// Известия РАН. Физика атмосферы и океана. 2010. Т. 46. №1. С. 138-141
2. Трофимов И.Л. К изучению электромагнитного поля, вызванного движением в безграничном море // Геомагн. и аэроном. 1979. XIX. № 1. – С. 126–134.
3. Pukhtyar L. D., Kukushkin A. S. Investigation of the Electromagnetic Fields Induced by Sea Motion // Physical Oceanography. 1996. Vol. 7. № 1. P. 33-41.
4. Тамм И.Е. Основы теории электричества: Учебное пособие для вузов. – 11-е изд., исп. и доп. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 616 с.
5. Маламанов С.Ю. Численное моделирование задач о силовом взаимодействии гидродинамического и элетромагнитного полей // Известия РАН. Математическое моделирование. 2015 год. Том 27. №11. С. 56-62.

6. Геомагнитные возмущения от импульсных источников: Монография/ под ред. Т.А. Семеновой. М.: НИЯЦ МИФИ, 2009. – 420 с.

References

1. Semkin S.V., Smagin V.P., Savchenko V.N. Generatsiya vozmushcheniy magnitnogo polya pri podvodnom vzryve [Generation of magnetic field perturbations in an underwater explosion]// Izvestiya RAN. Fizika atmosfery i okeana. 2010. T. 46. №1. S. 138-141
2. Trofimov I.L. K izucheniyu elektromagnitnogo polya, vyzvannogo dvizheniyem v bezgranichnom more [To the study of the electromagnetic field caused by movement in the limitless sea] // Geo-magn. i aeronom. 1979. XIX. № 1. – S. 126–134.
3. Pukhtyar L. D., Kukushkin A. S. Investigation of the Electromagnetic Fields Induced by Sea Motion // Physical Oceanography. 1996. Vol. 7. № 1. P. 33-41.
4. Тамм И.Е. Основы теории электричества: Учебное пособие для вузов [Fundamentals of the theory of electricity: Textbook for universities]. – 11-ye izd., isp. i dop. – М.: FIZ-MATLIT, 2003. 616 s
5. Malamanov S.YU. Chislennoye modelirovaniye zadach o silovom vzaimodeystvii gidrodinamicheskogo i elektromagnitnogo poley [Numerical simulation of problems on the force interaction of hydrodynamic and electromagnetic fields] // Izvestiya RAN. Matematicheskoye modelirovaniye. 2015 god. Tom 27. №11. S. 56-62.
6. Геоманитные возмущения от импульсных источников: Монография [Geomagnetic disturbances from pulsed sources] / pod red. Т.А. Semenovoy. М.: NIYATS MIFI, 2009. – 420 s

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Степан Юрьевич Маламанов, доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Механика деформируемого твёрдого тела», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Устинова. 190005, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1 e-mail: stevmal@mail.ru

Валерий Алексеевич Павловский, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры «Теплофизические основы судовой энергетики». Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. 190008, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3. e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com

Stepan Y. Malamanov, Dr. Sci. (Phys & Math.), Professor of the Department of “Mechanics of a deformable solid”, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after Ustinova. 190005, St. Petersburg, 1st Krasnoarmeyskaya St., 1 e-mail: stevmal@mail.ru

Valery A. Pavlovsky, Dr. Sci. (Phys & Math.), Professor, Professor of the Department of Thermophysical Basics of Ship Energy. St. Petersburg State Marine Technical University. 190008, St. Petersburg, ul. Pilot, 3. e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ, УПРАВЛЕНИЕ И ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ

УДК 681.883 : 519.2

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.060

Вероятностные характеристики и чувствительность широкополосного обнаружителя шумового сигнала с селектором по длительностиС.Б. Егоров¹, Р.И. Горбачев¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Для широкополосного обнаружителя шумового сигнала с квадратором и селекторами сигнала по уровню и длительности разработана методика определения порогов селекции по уровню и длительности, если задана вероятность ложной тревоги на максимально возможном интервале ожидания сигнала. В основе методики – применение «выбросовой» вероятностной модели работы обнаружителя в режиме ожидания и использование многомерной функции распределения вероятностей нормализованного помехового индикаторного процесса. Получена вероятностная характеристика обнаружения и изложена методика оценки чувствительности двухселекторного обнаружителя. Показано, что применение селекции по длительности позволяет повысить чувствительность двухселекторного обнаружителя по сравнению с односелекторным при равной вероятности ложной тревоги. Показано, что существует оптимальное сочетание порогов селекции по уровню и длительности, когда критерием оптимальности является максимум чувствительности обнаружителя. Этот максимум достигается, когда порог селекции по длительности составляет 0.1 от периода средней квадратичной частоты флуктуаций помехового индикаторного процесса.

Ключевые слова: двухселекторный обнаружитель шумового сигнала, пороги обнаружения по уровню и длительности, многомерные функции распределения вероятностей индикаторных процессов, вероятностные характеристики ожидания и обнаружения сигнала, чувствительность двухселекторного обнаружителя, оптимальное соотношение порогов по уровню и длительности.

Probability characteristics and sensitivity of wideband noise-like signal detector with duration selectivityStanislav B. Egorov¹, Roman I. Gorbachev¹¹State-marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. This article proposes a method for determining the level and duration thresholds in a wideband noise-like signal detector if the probability of a false alarm is set at the maximum possible signal waiting interval. The method is based on the use of «emissional» probabilistic model of the detector in standby mode and the use of a multidimensional probability distribution function of the normalized noise indicator process. A probabilistic characteristic of detection is obtained and also described a technique for the estimation of sensitivity of a two-step selection detector. It is shown that the use of selection by duration makes possible to increase the sensitivity of a two-step selection detector in comparison with a single-step selection detector with an equal probability of a false alarm. It is shown that there is an optimal combination of selection thresholds in terms of level and duration, when the optimality criterion is the maximum sensitivity of the detector. This maximum is reached when the duration selection threshold is about 0.1 of the period of the root-mean-square fluctuations frequency of the noise indicator process.

Keywords: two-step selection in detector of noise-like signal, detection by-level and by-duration thresholds, multidimensional probability distribution functions of indicator processes, probabilistic characteristics of signal waiting and signal detection, two-step selection detector's sensitivity, optimal thresholds for two-step selection

Введение

Автоматический обнаружитель шумового сигнала, входящий в состав пассивной акустической системы подводного наблюдения, после включения зачастую работает продолжительное время в режиме ожидания сигнала. В этом режиме помеховый индикаторный процесс непрерывно контролируется пороговым устройством (селектором) по уровню и поэтому вероятность ложной тревоги растет с увеличением времени ожидания. В таких условиях неправомерно определять порог обнаружения по вероятности ложной тревоги «в точке» – по одномерной плотности вероятности мгновенного значения помехового индикаторного процесса. В этом случае порог обнаружения u_0 , (порог селекции сигнала по уровню), должен выбираться по заданной вероятности ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$, на максимально

возможном интервале ожидания T_0 , равном времени работы системы в целом.

Кроме селекции по уровню, в обнаружителях, в том числе пассивных акустических, применяется селекция сигнала по длительности. Порогом селекции сигнала по длительности τ_0 обеспечивается защита от коротких флуктуационных выбросов помехового индикаторного процесса и коротких импульсных помех. Очевидно, что селекция по длительности снижает вероятность ложной тревоги на интервале ожидания и это должно учитываться при выборе порога по уровню.

Селекция по длительности или задержка времени срабатывания τ_0 обнаружителя влияет на вероятность правильного обнаружения $P_{\text{ПО}}$. По этой причине неправомерна оценка вероятности правильного обнаружения «в точке», – по

одномерной плотности вероятности мгновенного значения суммарного сигнально-помехового индикаторного процесса в момент обнаружения. Вероятностная характеристика обнаружения должна отражать влияние времени задержки срабатывания τ_0 на чувствительность обнаружителя.

Фактически все обнаружители работают в двух режимах: в режиме ожидания сигнала, при воздействии только помехи и в режиме обнаружения, когда к помехе добавляется сигнал. При этом оба режима осуществляются на конечных отрезках времени: на интервале ожидания T_0 и интервале обнаружения τ_0 . Отсюда следует вывод: для анализа и оценки эффективности работы обнаружителя в режимах ожидания и обнаружения необходимо использовать многомерные вероятностные характеристики случайных индикаторных процессов, определяющие их свойства на конечных интервалах времени.

К настоящей теме времени в теории случайных процессов разработана в форме, пригодной для прикладного анализа, математическая модель функции распределения вероятностей на конечном интервале времени только для нормального стационарного случайного процесса. Для этого же процесса определена функция распределения вероятностей длительности его выбросов, необходимая для анализа работы обнаружителя в режиме ожидания. Выводы указанных характеристик с подробными выкладками приведены в [1].

В пассивных акустических обнаружителях практически всегда выполняется условие нормализации индикаторных процессов, как помехового, так и сигнально-помехового. Отсюда основной целью работы является создание методики определения порогов селекции по уровню и длительности, а также определения чувствительности двухселекторного обнаружителя шумового сигнала с нормализованными индикаторными процессами, основанной на использовании многомерных вероятностных характеристик индикаторных процессов.

Дополнительная цель работы – определение оптимального соотношения порогов селекции по уровню и длительности, когда критерием оптимальности является максимум чувствительности двухселекторного обнаружителя. Эта цель достигается применением созданной методики.

Структура и принцип действия обнаружителя

Рассматривается широкополосный обнаружитель шумового сигнала с квадратором [2] и двухселекторным индикаторным устройством. Функциональная структура необходимой для анализа части обнаружителя, включающая формирователь индикаторного процесса (ФИП) и индикаторное устройство (ИУ), приведена на рис 1.

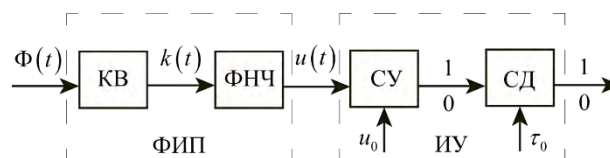


Рис. 18. Структура анализируемой части обнаружения: детектор-квадратор (КВ), фильтр низкой частоты (ФНЧ), селектор по уровню (СУ) с порогом u_0 , селектор по длительности (СД) с порогом τ_0

На вход квадратора поступает либо только помеховый стационарный шумовой процесс $\Phi_n(t)$, либо суммарный шумовой процесс $\Phi_\Sigma(t) = \Phi_n(t) + \Phi_s(t)$, причем сигнальная составляющая $\Phi_s(t)$ – прямоугольный импульс со стационарным шумовым заполнением длительностью T_s .

На выходе ФНЧ формируется либо помеховый индикаторный процесс $u_n(t)$, либо сигнально-помеховый $u_\Sigma(t)$. Длительность импульсной характеристики (ИХ) $h(\tau)$ ФНЧ значительно превышает интервал корреляции последетекторных процессов – помехового $K_n(t)$ и суммарного сигнально-помехового $K_\Sigma(t)$, поэтому индикаторные процессы $u_n(t)$ и $u_\Sigma(t)$ нормализованы.

Длительность импульса T_s шумового сигнала превышает длительность ИХ ФНЧ, поэтому $u_\Sigma(t)$ имеет локально стационарный участок, на котором вероятность правильного обнаружения определяется в локально стационарном приближении.

Обнаружитель автоматический (без оператора), включается при отсутствии сигнала и работает в режиме ожидания (под действием только помехи) неопределенное время, т.к. момент появления сигнала неизвестен. Чтобы не пропустить появление сигнала, текущие значения индикаторного процесса непрерывно сравниваются с порогом u_0 в СУ компараторного типа, а выбросы, превысившие порог u_0 , контролируются по длительности (на уровне u_0) селектором по длительности с порогом τ_0 также компараторного типа. Срабатывание СД и СУ происходит, когда выброс индикаторного процесса превысит пороги по уровню и длительности.

Срок работы обнаружителя в автоматическом режиме ограничен и известен. Т.к. сигнал может не появиться до конца работы обнаружителя, срок работы является максимально возможным временем ожидания сигнала T_0 (далее – «интервал ожидания»).

Вероятностная модель работы обнаружителя в режиме ожидания сигнала

Из принципа действия следует, что ложная тревога происходит при появлении первого же после начала ожидания «ложного выброса» – выброса помехового индикаторного процесса $u_n(t)$, превысившего пороги по уровню и длительности.

Вероятность ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$ при непрерывном контроле текущих значений индикаторного процесса зависит от длительности интервала контроля и поэтому задается не «в точке», а на всем максимальном возможном интервале ожидания сигнала T_0 . Отсюда необходимость установления связи между величиной $P_{\text{ЛТ}}$ на интервале T_0 и вероятностными характеристиками ложных выбросов на этом интервале.

Введем случайное событие, состоящее в том, что на интервале ожидания T_0 появилось ровно n ложных выбросов. Введем вероятность этого события $P(n)$. Если $n=0$, то $P(0)$ – вероятность неоявления ни одного ложного выброса – неоявления ложной тревоги на интервале T_0 . Так как появление на интервале T_0 любого числа ложных выбросов, кроме $n=0$, вызывает (первым же из них) появление ложной тревоги, приходим к выводу, что $P_{\text{ЛТ}}$ на интервале T_0 – это вероятность появления хотя бы одного ложного выброса, т.е.

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - P(0). \tag{8}$$

Ложный выброс должен иметь длительность $\tau > \tau_0$. Следовательно, $P(0)$ – вероятность неоявления на T_0 выбросов длительностью $\tau > \tau_0$, является условной, формулируется как вероятность неоявления ни одного выброса, если их длительность τ превышает τ_0 и обозначается $P(0 | \tau > \tau_0)$. Тогда

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - P(0 | \tau > \tau_0). \tag{9}$$

Функция распределения вероятностей случайного процесса на конечном интервале времени дает вероятность неоявления ни одного выброса любой длительности выше порога u_0 на этом интервале – безусловную вероятность $P(0)$.

Вероятностные характеристики длительности выбросов случайного процесса позволяют определить вероятность появления выброса длительностью $\tau > \tau_0$, – безусловную вероятность $P(\tau > \tau_0)$.

Выразим $P(0 | \tau > \tau_0)$ через $P(0)$ и $P(\tau > \tau_0)$. Рассмотрим совместное появление двух случайных событий: на интервале T_0 появляется n ложных выбросов выше порога u_0 и каждый из них имеет длительность $\tau > \tau_0$. Тогда по теореме умножения вероятностей получаем равенство

$$P(n, \tau > \tau_0) = P(\tau > \tau_0) P(n | \tau > \tau_0),$$

частный вид которого при $n=0$:

$$P(0, \tau > \tau_0) = P(\tau > \tau_0) P(0 | \tau > \tau_0).$$

Учитывая, что при $n=0$ совместная вероятность $P(0, \tau > \tau_0)$ равна безусловной вероятности неоявления ни одного выброса любой длительности, т.е.

$$P(0, \tau > \tau_0) = P(0),$$

получим искомое соотношение

$$P(0 | \tau > \tau_0) = \frac{P(0)}{P(\tau > \tau_0)} \tag{10}$$

и формулу вероятности ложной тревоги на интервале ожидания

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - \frac{P(0)}{P(\tau > \tau_0)}. \tag{11}$$

Вероятностная характеристика ожидания сигнала

Безусловную вероятность $P(0)$ определим с помощью функции распределения вероятностей (ФРВ) случайного процесса на конечном отрезке времени. Она определяет вероятность того, что текущее мгновенное значение процесса, будучи ниже заданного уровня в момент t , не достигает этого уровня на последующем отрезке времени от t до $t+T$. Если процесс нормальный стационарный с математическим ожиданием (МО) m , средним квадратичным отклонением (СКО) σ и средней квадратичной частотой (СКЧ) флюктуаций f , где

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-R''(0)};$$

$R(\tau)$ – нормированная автокорреляция, то ФРВ на интервале T относительно уровня u_0 определяется выражением [1]:

$$F(u_0, T) = \Phi(x) \exp\left(-\frac{f \cdot T}{\Phi(x)} e^{\frac{x^2}{2}}\right). \tag{12}$$

В этом выражении

$$x = \frac{u_0 - m}{\sigma} \tag{13}$$

– относительный уровень;

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du \tag{14}$$

– интеграл вероятности.

Когда порог селекции по уровню u_0 в индикаторном устройстве обнаружителя выставляется согласно соотношению

$$u_0 = m_n + k \sigma_n, \tag{15}$$

где m_n , σ_n – МО и СКО помехового индикаторного процесса $u_n(t)$, то безусловная вероятность неоявления ни одного выброса любой длительности на интервале ожидания сигнала T_0 согласно (12) определяется выражением:

$$P(0) = \Phi(k) \exp\left(-\frac{f_n T_0}{\Phi(k)} e^{-\frac{k^2}{2}}\right), \quad (16)$$

где

$$k = \frac{u_0 - m_n}{\sigma_n} \quad (17)$$

– относительный порог по уровню (или пороговый коэффициент в (15));

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-R_n''(0)} \quad (18)$$

– СКЧ флюктуаций помехового индикаторного процесса.

Безусловная вероятность $P(\tau > \tau_0)$ определяется с использованием функции плотности вероятности длительности положительных выбросов нормального процесса с параметрами m , σ , f , выше порога u_0 [1]:

$$w(\tau, u_0) = \alpha \exp(-\alpha\tau), \quad (19)$$

где

$$\alpha = \frac{f}{1 - \Phi(x)} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right); \quad (20)$$

$$x = \frac{u_0 - m}{\sigma}.$$

Для ложных выбросов выше u_0 имеем:

$$P(\tau > \tau_0) = \int_{\tau_0}^{\infty} w(\tau, u_0) d\tau = \exp(-\alpha\tau_0)$$

или

$$P(\tau > \tau_0) = \exp\left(-\frac{f_n \tau_0}{1 - \Phi(k)} \exp\left(-\frac{k^2}{2}\right)\right), \quad (21)$$

где k – относительный порог (17).

Наряду с относительным порогом по уровню (17) введем относительный порог по длительности x :

$$x = f_n \tau_0. \quad (22)$$

Тогда с учетом (16), (21), и (22) из (11) получим зависимость вероятности ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$ на интервале ожидания сигнала T_0 от двух относительных порогов селекции сигнала: по уровню k и по длительности x , – вероятностную характеристику обнаружителя в режиме ожидания или «вероятностную характеристику ожидания»

$$P_{\text{ЛТ}}(k, x, T_0) = 1 - \Phi(k) \times \exp\left(-\left(\frac{f_n T_0}{\Phi(k)} - \frac{x}{1 - \Phi(k)}\right) \exp\left(-\frac{k^2}{2}\right)\right). \quad (23)$$

Свойства вероятностной характеристики ожидания

Вероятностная характеристика ожидания (23) позволяет определять по заданной величине $P_{\text{ЛТ}}$ относительный порог по уровню k при разных условиях: при задании $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке» и на интервале ожидания T_0 ; при наличии и отсутствии в индикаторном устройстве селектора сигнала по

длительности, при разных значениях относительного порога по длительности x , когда ИУ двухселекторное.

Действительно, полагая $T_0 = 0$ и $x = 0$ в (23), получаем известное соотношение для $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке»

$$P_{\text{ЛТ}}(k, 0, 0) = 1 - \Phi(k), \quad (24)$$

откуда имеем

$$k = \arg \Phi(1 - P_{\text{ЛТ}}). \quad (25)$$

При $x = 0$ (отсутствует селекция выбросов по длительности) из (23) получаем вероятностную характеристику ожидания для односелекторного обнаружителя при $P_{\text{ЛТ}}$, заданной на интервале T_0 :

$$P_{\text{ЛТ}}(k, 0, T_0) = 1 - \Phi(k) \times \exp\left(-\frac{f_n T_0}{\Phi(k)} \exp\left(-\frac{k^2}{2}\right)\right). \quad (26)$$

Когда $f_n T_0 \gg 1$ и $P_{\text{ЛТ}} \leq 10^{-2}$ зависимость $P_{\text{ЛТ}}$ от k и T_0 упрощается

$$P_{\text{ЛТ}}(k, T_0) = f_n T_0 \exp\left(-\frac{k^2}{2}\right), \quad (27)$$

откуда имеем относительный порог по уровню

$$k = \sqrt{2 \ln\left(\frac{f_n T_0}{P_{\text{ЛТ}}}\right)}, \quad (28)$$

заметно превышающий порог (25) (для $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке»), причем тем больше, чем больше T_0 .

Результат (28) был получен авторами ранее путем трактовки появления ложных выбросов как редких во времени независимых событий, к которым применим вероятностный закон Пуассона [3] [4].

При введении селекции по длительности ($x > 0$) появляется возможность снижать порог k , оставляя неизменной величину $P_{\text{ЛТ}}$ на T_0 . О возможной степени снижения k и необходимой для этого величине порога τ_0 можно судить, выбрав в (23) относительный порог по длительности x из условия

$$\frac{x}{1 - \Phi(k)} = \frac{f_n T_0}{\Phi(k)}. \quad (29)$$

При условии (29) получаем из (23) вероятностную характеристику ожидания (24) для $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке» с низким порогом k (25), хотя $P_{\text{ЛТ}}$ задана на T_0 . Однако для такого снижения требуется порог по длительности

$$\tau_0 = P_{\text{ЛТ}} T_0. \quad (30)$$

Такая величина τ_0 не всегда возможна, т.к. не должна превышать длительность сигнала T_s .

Если τ_0 задается с целью защиты обнаружителя от коротких импульсных помех, появляющихся на фоне шумовой помехи, то из (23) при заданных $P_{\text{ЛТ}}$, T_0 и x определяется порог k .

На рис 2 приведены графики зависимости k от x при $P_{\text{ЛТ}} = 10^{-3}$ и СКЧ $f_n = 10$ Гц для трех интервалов ожидания сигнала T_0 : 10^2 с, 10^4 с и 10^6 с.

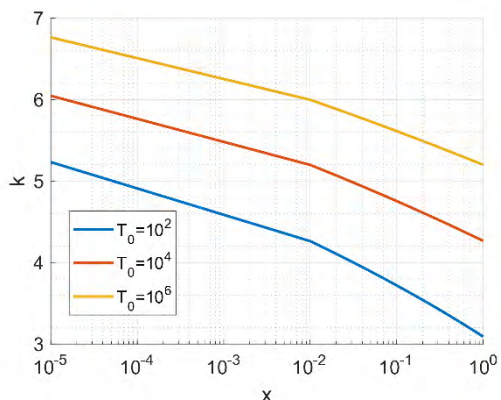


Рис. 19 – Зависимость k от x

Эти графики показывают закономерность снижения порога k с ростом x . Из них видно, что с ростом x порог $k \rightarrow 0$. Однако при $k = 0$ заданная величина $P_{\text{ЛТ}}$ достигается при $\tau_0 > T_0$, в чем легко убедиться, положив в (23) $k = 0$. Но условие $\tau_0 > T_0$ невозможно из физического смысла этих величин, поэтому всегда должно выполняться требование $k > 0$.

Снижение порога по уровню может повысить чувствительность двухселекторного обнаружителя по сравнению с односелекторным в равных условиях, что важно для обнаружителей с большим интервалом ожидания сигнала. Убедиться в наличии очувствления и оценить его степень позволяет вероятностная характеристика обнаружения сигнала.

Вероятностная характеристика обнаружения сигнала

Процедура обнаружения сигнала в двухселекторном обнаружителе происходит на конечном отрезке времени и сводится к следующему: правильное решение «сигнал обнаружен» принимается в момент $t + \tau_0$ при условии, что в момент t мгновенное значение сигнално-помехового индикаторного процесса $u_{\Sigma}(t)$ оказывается выше порога u_0 и остается выше u_0 на интервале от t до $t + \tau_0$.

Такая трактовка процедуры обнаружения позволяет использовать для определения вероятности правильного обнаружения ФРВ случайного процесса на конечном отрезке времени, «обращенную» относительно уровня u_0 . Обращенная ФРВ как раз и определяет вероятность того, что текущее значение случайного процесса, будучи выше уровня u_0 в момент t , не опустится ниже этого уровня на последующем интервале времени от t до $t + T$. Она получается из (12) и имеет вид [1]:

$$F(u_0, T) = [1 - \Phi(x)] \times \exp\left(-\frac{f \cdot T}{1 - \Phi(x)} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right)\right), \quad (31)$$

где

$$x = \frac{u_0 - m}{\sigma}$$

Используя параметры сигнално-помехового индикаторного процесса m_{Σ} , σ_{Σ} и f_{Σ} , на сновании (31) записываем выражение для $P_{\text{ПО}}$ на интервале τ_0 :

$$P_{\text{ПО}}(u_0, \tau_0) = (1 - \Phi(k_{\Sigma})) \times \exp\left(-\frac{f_{\Sigma} \tau_0}{1 - \Phi(k_{\Sigma})} \exp\left(-\frac{k_{\Sigma}^2}{2}\right)\right), \quad (32)$$

где

$$k_{\Sigma} = \frac{u_0 - m_{\Sigma}}{\sigma_{\Sigma}}, \quad (33)$$

$$f_{\Sigma} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-R''_{\Sigma}(0)}. \quad (34)$$

Чтобы соотношение (32) стало вероятностной характеристикой обнаружения, необходимо выразить пороги u_0 и τ_0 через параметры процесса $u_n(t)$, а параметры m_{Σ} , σ_{Σ} и f_{Σ} – через отношение сигнал/помеха (ОСП) q^2 на входе квадратора

$$q^2 = \frac{\sigma_{\Phi_s}^2}{\sigma_{\Phi_n}^2}, \quad (35)$$

где $\sigma_{\Phi_s}^2$, $\sigma_{\Phi_n}^2$ – дисперсии шумов сигнала и помехи $\Phi_s(t)$ и $\Phi_n(t)$ соответственно.

Используя соотношения

$$u_0 = m_n + k\sigma_n,$$

$$\tau_0 = \frac{x}{f_n},$$

$$m_{\Sigma} = m_n + m_s,$$

получаем

$$k_{\Sigma} = \left(k - \frac{m_s}{\sigma_n}\right) \frac{\sigma_n}{\sigma_{\Sigma}}, \quad (36)$$

$$f_{\Sigma} \tau_0 = x \frac{f_{\Sigma}}{f_n}. \quad (37)$$

Индикаторное отношение сигнал/помеха (ИОСП)

$\frac{m_s}{\sigma_n}$ прямо пропорционально q^2 [2] [5]:

$$\frac{m_s}{\sigma_n} = q^2 \sqrt{\frac{\tau_s}{4\tau_n}} = q^2 \sqrt{b}, \quad (38)$$

где

$$\sqrt{\tau_s} = \frac{\int_0^{\tau_s} h(\tau) d\tau}{\left(\int_0^{\infty} h^2(\tau) d\tau\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (39)$$

– корень квадратный из эквивалентной длительности сигнала;

$$\tau_n = \int_0^{\infty} R_{kn}(\tau) d\tau = \int_0^{\infty} R_{\Phi_n}^2(\tau) d\tau \quad (40)$$

– эквивалентная длительность нормированной автокорреляции помехового последетекторного процесса $k_n(t)$.

Полагая спектры мощности сигнала и помехи на входе квадратора близкими по форме, используем приближения:

$$\frac{\sigma_n}{\sigma_{\Sigma}} \approx \frac{1}{1+q^2}, \quad (41)$$

$$\frac{f_{\Sigma}}{f_n} \approx 1. \quad (42)$$

С учетом (35)÷(42) получаем из (32) вероятностную характеристику обнаружения (ВХО) для двухселекторного обнаружителя:

$$P_{\text{ПО}}(q^2, k, x) = (1 - \Phi(k_{\Sigma})) \times \exp\left(-\frac{x}{1 - \Phi(k_{\Sigma})} \exp\left(-\frac{k_{\Sigma}^2}{2}\right)\right), \quad (43)$$

где

$$k_{\Sigma} = \frac{k - q^2 \sqrt{b}}{1 + q^2}. \quad (44)$$

При отсутствии селектора по длительности ($x = 0$) из (43) следует известное выражение для вероятности правильного обнаружения «в точке»:

$$P_{\text{ПО}}(q^2, k) = 1 - \Phi(k_{\Sigma}), \quad (45)$$

где k_{Σ} определяется согласно (44), а k – по формуле (28).

Чувствительность двухселекторного обнаружителя при различном сочетании порогов по уровню и длительности

Чувствительность обнаружителя оцениваем величиной порогового значения ОСП q_n^2 – минимальным значением q^2 , при котором обнаружение сигнала происходит с заданной вероятностью $P_{\text{ПО}}$.

Пороговое ОСП q_n^2 определяется в два этапа:

– уравнение (43) с известной левой частью (известной $P_{\text{ПО}}$) решается относительно аргумента интеграла вероятности k_{Σ} ;

– уравнение (44) решается (при известном k_{Σ}) относительно q_n^2 .

Так как задаваемые значения $P_{\text{ПО}}$ близки к единице ($P_{\text{ПО}} \geq 0.9$), то они достигаются при $m_{\Sigma} > u_0$ и $q^2 \sqrt{b} > k$, и тогда ВХО (43) и (45) записываются для $-k_{\Sigma}$.

$$-k_{\Sigma} = \frac{q^2 \sqrt{b} - k}{1 + q^2} \quad (46)$$

Следовательно, уравнение (43) для k_{Σ} (46) имеет вид:

$$P_{\text{ПО}}(q^2, k, x) = \Phi(k_{\Sigma}) \times \exp\left(-\frac{x}{\Phi(k_{\Sigma})} \exp\left(-\frac{k_{\Sigma}^2}{2}\right)\right). \quad (47)$$

Из (47) при $x = 0$ имеем $P_{\text{ПО}}$ «в точке»

$$P_{\text{ПО}}(q^2, k) = \Phi(k_{\Sigma}),$$

уравнение для определения q_n^2 имеет вид

$$k_{\Sigma} = \arg \Phi(P_{\text{ПО}}) = \frac{q^2 \sqrt{b} - k}{1 + q^2}. \quad (48)$$

а его решение – вид:

$$q_n^2 = \frac{k + k_{\Sigma}}{\sqrt{b} - k_{\Sigma}}, \quad (49)$$

где k определяется из (28) по заданным $P_{\text{АТ}}$ и T_0 .

При оценке чувствительности двухселекторного обнаружителя решение уравнения (47) относительно k_{Σ} зависит от x . Графики зависимости k_{Σ} от x при трех значениях $P_{\text{ПО}}$ (0.9, 0.95 и 0.99) приведены на рис 3.

Уравнение (49) для q_n^2 становится параметрическим:

$$q_n^2(x) = \frac{k(x) + k_{\Sigma}(x)}{\sqrt{b} - k_{\Sigma}(x)}. \quad (50)$$

В нем относительный порог по уровню $k(x)$ определяется из вероятностной характеристики ожидания (23) (графики рис 2), аргумент интеграла вероятности $k_{\Sigma}(x)$ – из ВХО (47) (рис 3), величина \sqrt{b} – из (39) и (40).

На рисунке 4 приведены семейства графиков $q_n^2(x)$ при $P_{\text{АТ}} = 10^{-3}$, СКЧ $f_n = 10$ Гц для трех вероятностей правильного обнаружения ($P_{\text{ПО}} = 0.9$, $P_{\text{ПО}} = 0.95$, $P_{\text{ПО}} = 0.99$), двух относительных длительностей сигнала ($\sqrt{b} = 20$, $\sqrt{b} = 40$) и трех интервалов ожидания сигнала ($T_0 = 10^2$ с, $T_0 = 10^4$ с, $T_0 = 10^6$ с).

Из графиков на рисунках 4, 5, 6 видно, что при рассмотренных сочетаниях величин $P_{\text{ПО}}$, T_0 и \sqrt{b} введение селекции сигнала по длительности повышает чувствительность обнаружителя.

Максимум повышения чувствительности достигается при таком сочетании порогов, когда величина порога по длительности τ_0 составляет десятую часть периода средней квадратичной частоты флуктуаций помехового индикаторного процесса. При этом, максимум повышения чувствительности невелик и находится в пределах 8-20%.

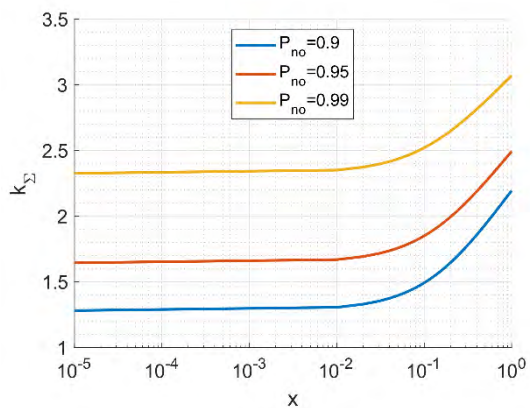


Рис. 20. Зависимость k_z от x

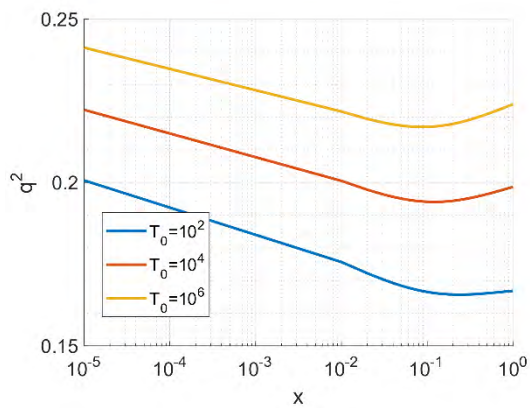


Рис. 23. Зависимость q^2 от x при $P_{по} = 99$, $\sqrt{b} = 40$

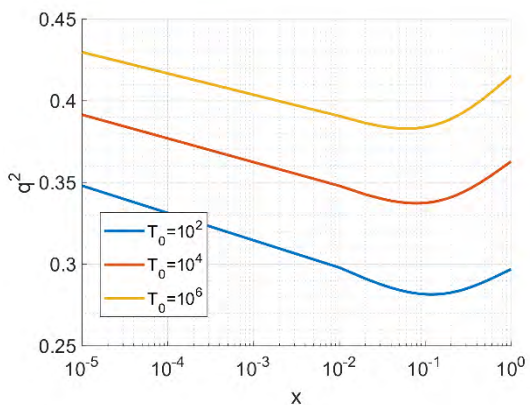


Рис. 21. Зависимость q^2 от x при $P_{по} = 90$, $\sqrt{b} = 20$

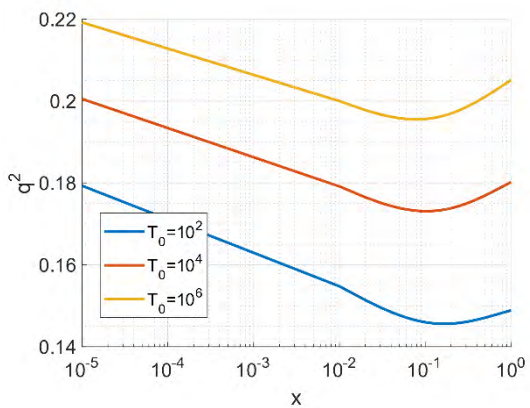


Рис. 22. Зависимость q^2 от x при $P_{по} = 95$, $\sqrt{b} = 40$

Заключение

1. Применением в анализе многомерных функций распределения вероятностей нормализованных индикаторных процессов – помехового и сигнально-помехового, получены вероятностные характеристики ожидания и обнаружения для широкополосного обнаружителя шумового сигнала с селектором по длительности.

2. На основе полученных вероятностных характеристик предложена методика определения порогов селекции по уровню и длительности, обеспечивающих заданную вероятность ложной тревоги на максимально возможном интервале ожидания сигнала, а также методика определения чувствительности обнаружителя с учетом задержки срабатывания за счет селекции по длительности.

3. Определено оптимальное сочетание порогов селекции по уровню и длительности по критерию «максимум чувствительности обнаружителя». Установлено, что оптимальным является значение порога по длительности, которое должно составлять десятую часть периода средней квадратичной частоты флуктуаций помехового индикаторного процесса.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Денисенко А.Н. сигналы. Теоретическая радиотехника. Справочное пособие. М.: горячая линия-телеком, 2005.
2. Бурдик В.С. анализ гидроакустических систем. Л.: судостроение, 1988.
3. Егоров С.Б., горбачёв р.и. выбор порога селекции сигнала по уровню в обнаружителях с нормализованным индикаторным процессом // морские интеллектуальные технологии, т. 1, № 4(46), 2019.

4. Егоров С.Б., горбачёв р.и. определение порогов селекции по уровню и длительности в обнаружителях с нормализованным индикаторным процессом // морские интеллектуальные технологии, т. 2, № 2(48), 2020.
5. Белецкий Ю.С. методы и алгоритмы контрастного обнаружения сигналов на фоне помех с априори неизвестными характеристиками. М.: издательство "радиотехника", 2011.

References

1. Denisenko A.N. Signaly`. Teoreticheskaya radiotekhnika. Spravochnoe posobie. [Signals. Theoretical radio engineering. Reference guide]. М.: Goryachaya liniya - Telekom, 2005.
2. Burdic W.S. Underwater Acoustic System Analysis. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1991.
3. Egorov S.B., Gorbachev R.I. Vy`bor poroga selekcii signala po urovnyu v obnaruzhitelyax s normalizovanny`m indikatorny`m processom [Threshold of signal level selector in detectors with normalized indicator process] // Morskie Intellectual`ny`e Texnologii, Vol. 1, No. 4(46), 2019. pp. 167-171.
4. Egorov S.B., Gorbachev R.I. Opredelenie porogov selekcii po urovnyu i dlitel`nosti v obnaruzhitelyax s normalizovanny`m indikatorny`m processom [Determination of level and time thresholds for detectors with normalized indicator process] // Morskie Intellectual`ny`e Texnologii, Vol. 2, No. №2(48), 2020. pp. 144-147.
5. Beletsky Y.S. Metody` i algoritmy` kontrastnogo obnaruzheniya signalov na fone pomex s apriori neizvestny`mi karakteristikami. М.: Radiotekhnika, 2011.

ИНФОРМАЦИЯ О АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Станислав Борисович Егоров, кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры морских информационных систем и технологий, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: Stanislav.Egorov.1938@gmail.com

Stanislav B. Egorov, Ph.D. (Eng), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: Stanislav.Egorov.1938@gmail.com

Роман Игоревич Горбачев, аспирант кафедры морских информационных систем и технологий, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: gorbatschow.r@gmail.com

Roman I. Gorbachev, PhD-student (Eng), State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: gorbatschow.r@gmail.com

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ

УДК 534.232: 678.686:621.315.612

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.061

Влияние технологии отверждения на морфологию и физические характеристики эпоксидного клея ДМ-5-65

И.В. Баранец¹, А.Д. Бобков², Л.В. Гайдукова¹, А.В. Краснов², Ф.Ф. Легуша³, С.И. Пугачев², Е.Ю. Рытов³¹Научно-исследовательский институт синтетического каучука, ²Концерн «МПО-Гидроприбор», ³Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Проведено комплексное исследование воздействия энергетических полей различной физической природы – электротермического (ЭТ), ультразвукового (УЗ), сверхвысокочастотного (СВЧ) и комбинации этих полей на морфологию, удельную плотность и свободную поверхностную энергию промышленного эпоксидного клея ДМ-5-65, содержащего в качестве одного из неорганических наполнителей титанат бария (BaTiO₃). В соответствии с технологией изготовления составных электроакустических преобразователей гидроакустических систем клей наносился на поверхность пьезокерамики, металлизированную серебром высокотемпературным методом «вжигания». Экспериментально установлено существенное варьирование характера расположения наполнителя BaTiO₃ в матрице связующего, плотности химических связей и адгезии образующегося соединения клей – металл при изменении технологии отверждения клея. Анализ полученных результатов свидетельствует о возможности регулирования в широких пределах плотности и однородности клея, а также смачиваемости клеем поверхности твердого тела.

Ключевые слова: эпоксидный клей, энергетические поля, наполнитель, пьезокерамика, морфология клея, физические характеристики соединения клей – металл

Influence of curing technology on morphology and physical characteristics of epoxy glue DM-5-65

Irina V. Baranets¹, Aleksandr D. Bobkov², Ludmila V. Gaydukova¹, Aleksey V. Krasnov²,Fedor F. Legusha³, Sergey I. Pugachev², Evgeny Yu. Rytov³¹Research Institute of synthetic caoutchouc, ²Concern «SUW – Hidropribor», ³St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. A comprehensive study of the effect of energy fields of various physical nature – electrothermal (ET), ultrasonic (US), microwave and a combination of these fields on the morphology, specific density and free surface energy of industrial epoxy glue DM-5-65, containing barium titanate (BaTiO₃) as one of the non-organic fillers. In accordance with the technology of manufacturing composite electroacoustic transducers of hydroacoustic systems, glue was applied to the surface of piezoceramics, metallized with silver by the high-temperature "burning" method. Experimentally, a significant variation in the nature of the location of the BaTiO₃ filler in the binder matrix, the density of chemical bonds, and the adhesion of the resulting glue-metal compound when the glue curing technology changes. The analysis of the obtained results shows that it is possible to control the density and uniformity of the glue, as well as the wettability of the solid surface by the glue, within a wide range.

Keywords: epoxy glue, energy fields, filler, piezoceramics, glue morphology, physical characteristics of the glue – metal compound

Введение

В работах [1-8] показано, что применение ультразвукового (УЗ) поля и сверхвысокочастотного (СВЧ) электромагнитного поля позволяет оптимизировать процесс изготовления составных электроакустических преобразователей гидроакустических систем. В качестве основных преимуществ указанных полей перед реализуемым в промышленности электротермическим (ЭТ) нагревом в печи сопротивления отмечается снижение угла смачивания клеем ДМ-5-65 поверхности сплавов, применяемых в конструкциях преобразователей, обусловленное воздействием УЗ поля, а также ускоренное отверждение клея на поверхности твердого тела в электромагнитном поле СВЧ. В настоящей работе, наряду с анализом технологических процессов, оптимизированных воздействием отдельных перечисленных выше энергетических полей, рассматриваются результаты их комбинации.

1. Методики исследования

Морфологические исследования, расчет свободной энергии поверхности отвержденного клея, содержащего в качестве одного из наполнителей BaTiO₃, и определение удельной плотности этого клея, проводилось по методикам, представленным в работе [9].

Клей, нанесенный на покрытую серебром поверхность пьезокерамики, подвергался:

- ЭТ нагреву при температуре +65°C в течение 48 часов (1 или 2 цикла);
- воздействию СВЧ поля (в течение 2 или 3 минут);
- воздействию УЗ поля в течение 5 с (капля клея неподвижна или перемещается);
- комбинации представленных выше воздействий.

2. Экспериментальные результаты и их обсуждение

Представляется очевидным, что повышению качества сборки составного пьезокерамического преобразователя способствует рост адгезионных взаимодействий клея с субстратом и увеличение плотности связей внутри клея. Характеристикой плотности связей, удерживающих частицы внутри композиции, является удельная плотность вещества, пропорциональная числу химических связей. В таблице 1 представлены результаты определения удельной плотности образцов клея ДМ-5-65, отвержденного по различной технологии, а в таблице 2 – экспериментальные значения свободной энергии поверхности таких образцов. Таблицы составлены в порядке убывания численных значений определяемых величин.

Из таблицы 1 следует, что минимальное и максимальное значения удельной плотности клея стандартной рецептуры различаются в 1,5 раза. В то же время из таблицы 2 следует, что максимальное и минимальное значения свободной поверхностной энергии образцов клея, отвержденного на покрытой серебром поверхности пьезокерамики, различаются на порядок. То есть, изменение технологии отверждения клея ДМ-5-65 с пьезокерамическим наполнителем стандартной рецептуры оказывает сильное влияние на его физические характеристики.

Таблица 1

Влияние технологии отверждения образцов клея на удельную плотность (*капля клея неподвижна, **капля клея перемещается).

УЗ	СВЧ	ЭТ	Удельная плотность, г/см ³	Δ, %
-	-	2 цикла	2,810	+31
-	3 мин	-	2,555	+20
5 с**	2 мин	-	2,526	+19
5 с *	-	1 цикл	2,297	+8
-	2 мин	-	2,273	+7
-	-	1цикл	2,125	0
5 с**	-	2 цикла	2,096	-1
5 с**	-	1 цикл	1,931	-9

В данной работе максимальная величина удельной плотности характеризует образец клея, отвержденного двукратным прогревом в печи сопротивления при температуре +65°C. Традиционный способ отверждения клея – один цикл прогрева в печи в течение 48 часов – обеспечивает пониженное значение удельной плотности, равное 2,125 г/см³, и максимальное значение свободной поверхностной энергии отвержденного клея. Дополнительное – УЗ, СВЧ или ЭТ воздействие – снижает свободную поверхностную энергию клея, и, следовательно, облегчает смачивание клеем субстрата, а также увеличивает адгезионное взаимодействие на границе раздела адгезив – субстрат. Так, сила адгезионного взаимодействия клея ДМ-5-65 с субстратом при традиционном способе отверждения (ЭТ, 1 цикл) сравнима с адгезией слоя серебра к пьезокерамике: отрыв клея происходит по слою серебра, оставляя фрагменты серебряной прослойки на поверхности отрыва (рис. 1а). Отрыв клея после трехминутного СВЧ воздействия происходит по слою пьезокерамики, расположенному на 100 нанометров вглубь от поверхности контакта с клеем, то есть адгезионное взаимодействие на границе адгезив-субстрат становится выше, чем адгезия слоев внутри пьезокерамики.

Эффективность воздействия на величину (снижение) свободной поверхностной энергии клея (облегчение смачивания клеем субстрата) составляет: 12% для УЗ воздействия в режиме неподвижной капли, 31% для УЗ воздействия с перемещением капли клея при последующем ЭТ-нагреве; 27% – для УЗ (перемещение капли), 33% для УЗ (неподвижная капля) при воздействии СВЧ; 70% и 81% при СВЧ – воздействии в течение двух и трех минут, соответственно, по сравнению с одним циклом ЭТ нагрева.

Эффективность воздействия способа обработки клеевого соединения на удельную плотность материала (число химических связей) составляет: -9% для УЗ (перемещение капли клея), +8% для УЗ (капля неподвижна) при последующем ЭТ нагреве; +19% для УЗ (перемещение капли клея) при воздействии СВЧ (2 минуты); +7% и +20% при СВЧ воздействии в течение двух и трех минут, соответственно, по сравнению с одним циклом ЭТ нагрева.

Таблица 2

Влияние технологии отверждения клея на свободную поверхностную энергию (*капля клея неподвижна, **капля клея перемещается).

УЗ	СВЧ	ЭТ	Полная энергия, мН/м	Дисперсионная составляющая, мН/м	Полярная составляющая, мН/м
-	-	1 цикл	216,1±5,7	201,1±4,9	15,0±0,9
5 с*	-	1 цикл	189,9±4,7	175,4±3,9	14,5±0,8
5 с**	-	1 цикл	149,3±4,9	39,5±2,3	109,8±2,7
5 с**	-	2 цикла	105,2±5,5	100,2±4,8	5,1±0,8
-	2 мин	-	65,0±9,6	65,0±9,0	0,7±0,7
5 с**	2 мин	-	47,2±1,9	44,8±1,6	2,7±0,3
5 с*	3 мин	-	43,3±5,4	43,3±3,9	0,0±0,1
-	3 мин	-	40,1±3,5	34,9±2,8	5,1±0,7
-	-	2 цикла	25,6±1,5	0,0±0,02	25,6±1,5

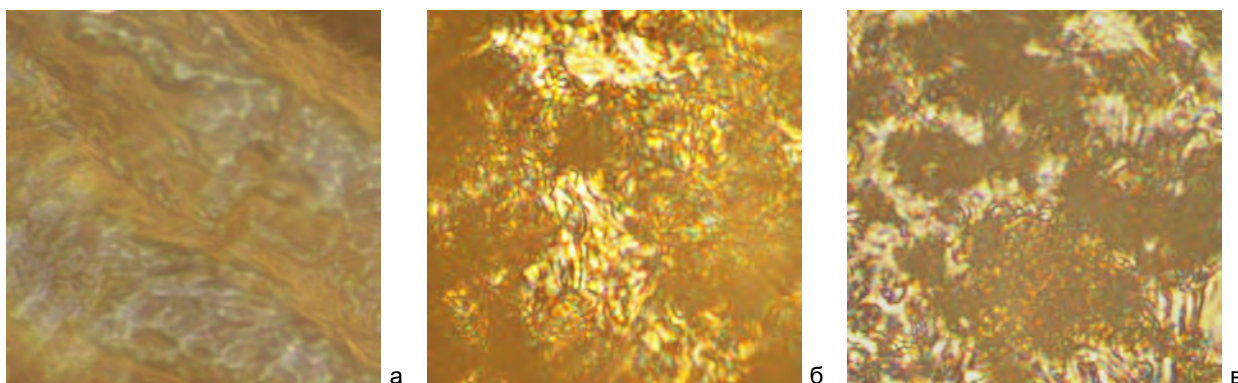


Рис. 1. Микрофотографии клея, отвержденного посредством ЭТ нагрева на поверхности пьезокерамики, покрытой слоем серебра: 1 цикл нагрева (а, б); 2 цикла нагрева (в); а – поверхность отрыва клеевого соединения; б, в – морфология клеевого слоя. Размер кадра – 50 мкм × 50 мкм. Режим – светлое поле.

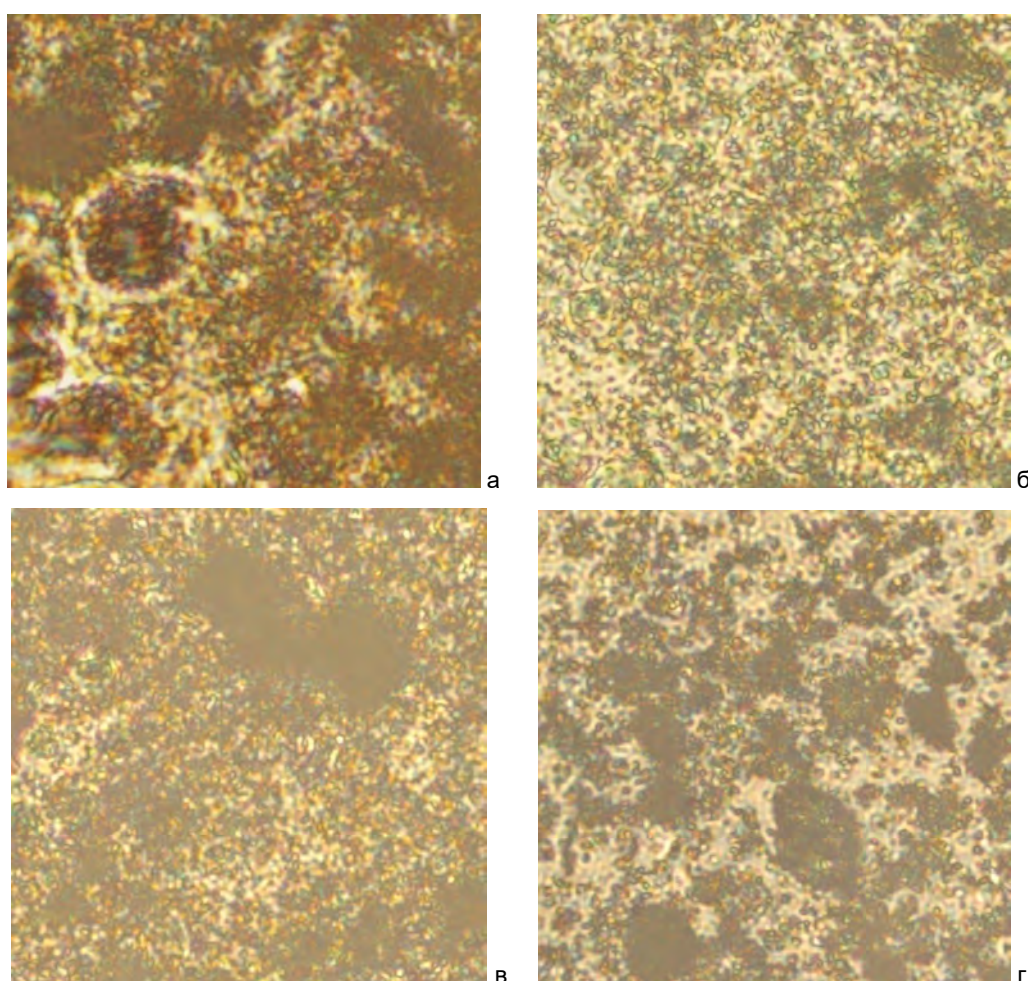


Рис. 2 Микрофотографии клея, отвержденного на поверхности пьезокерамики покрытой слоем серебра после воздействия: а) СВЧ поля в течение двух мин, б) УЗ поля в течение 5 с (перемещение капли клея) с последующей обработкой СВЧ полем в течение двух мин, в) УЗ поля в течение 5 с (перемещение капли клея) с последующим ЭТ нагревом в течение 1 цикла (65°C, 48 час); г) УЗ поля в течение 5 с (перемещение капли клея) с последующим ЭТ нагревом в течение 2 циклов. Размер кадра – 50 мкм × 50 мкм. Режим - светлое поле.

По данным морфологического исследования клея, отвержденного различными способами, установлено:

1) дополнительный ЭТ нагрев при температуре +65°C в течение 48 часов приводит к увеличению

площади матрицы клея, обедненной наполнителем. При этом области, обогащенные наполнителем, характеризуются ростом оптической плотности (ср. рис. 1 а и 1 б и рис. 2 в и 2 г);

2) воздействие поля СВЧ приводит к образованию связей в матрице между частицами наполнителей (рис. 2 а и 2 б);

3) воздействие УЗ поля способствует диспергированию частиц наполнителя и их распределению по объему связующего (рис. 2 а и 2 б; рис. 1 б и 2 в);

4) наиболее равномерное, регулярное распределение частиц наполнителя в связующем клея обеспечивается при воздействии УЗ поля в течение 5 с в режиме перемещения капли клея с последующим воздействием СВЧ поля в течении двух минут. Полученный в результате такого комплексного воздействия двух полей образец клея характеризуется также приростом плотности на 19%

по сравнению со стандартным режимом ЭТ обработки и понижением свободной поверхностной энергии от 216 мН/м до 47 мН/м.

Заключение

Представленные результаты исследования свидетельствуют о возможности регулирования в широких пределах смачиваемости, плотности и однородности по объему промышленного клея ДМ-5-65, нанесенного на пьезокерамику с серебряным покрытием, путем варьирования способа и режима энергетического воздействия на процесс отверждения клея: ЭТ нагрева, УЗ поля, СВЧ поля или комбинации воздействий.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Краснов А.В., Пугачев С.И. Перспективы использования технологий ультразвуковой металлизации и ультразвукового склеивания для сборки составных гидроакустических преобразователей / Тр. конф. «Прикладные технологии гидрофизики и гидроакустики». (ГА-2014), СПб, 2014, С. 504-507.
2. Краснов А.В., Павловский А.С., Пугачев С.И., Семенова Н.Г. Ультразвуковое смачивание жидкостью твердого тела и его применение в гидроакустике / Тр. конф. «Прикладные технологии гидрофизики и гидроакустики». (ГА-2016), СПб, 2016, С 424-426.
3. Баранец И.В., Краснов А.В., Легуша Ф.Ф. и др. Отверждение эпоксидного клея в СВЧ электромагнитном поле / МИТ. № 3(37). Т. 3. 2017, С. 82-88.
4. Патент РФ № 2256634 Способ металлизации пьезокерамических элементов / Бернштейн Л.А., Легуша Ф.Ф. и др. Опубл. 20.07.2005. Бюл. № 20.
5. Патент РФ № 2552591 Способ изготовления составного электроакустического преобразователя / Легуша Ф.Ф., Пугачев С.И., Захарова В.Е. и др. Опубл. 10.06.2015. Бюл. № 16.
6. Патент РФ № 2554591 Способ изготовления составного электроакустического преобразователя / Александрова П.В., Краснов А.В., Легуша Ф.Ф. и др. Опубл. 10.05.2015. Бюл. № 18.
7. Физические основы, методы исследования и практическое применение пьезоматериалов / Головин В.А., Каплунов И.А., Малышкина О.В. и др. М.: Техносфера. 2013, 272 с.
8. Красавина М.А. Ультразвуковая металлизация электрофизической керамики / М.А. Красавина, С.И. Пугачев, Н.Г. Семенова. СПб.: Изд-во Политехнического университета. 2013, 184 с.
9. Баранец И.В., Ваганов Г.В., Гайдукова Л.В. и др. Исследование влияния наполнителей на структуру и физико-механические характеристики эпоксидного клея ДМ-5-65. МИТ, 2019, Т. 1, № 4 (46), С. 172-177.

References

1. Krasnov A.V., Pugachev S.I. Perspektivy ispol'zovaniya tekhnologij ul'trazvukovoj metallizacii i ul'trazvukovogo skleivaniya dlya sborki sostavnykh gidroakusticheskikh preobrazovatelej. [Prospects for the use of ultrasonic metallization and ultrasonic bonding technologies for the assembly of composite hydroacoustic transducers]. Tr. konf. «Prikladnye tekhnologii gidrofiziki i gidroakustiki». (GA-2014), SPb, 2014, S. 504-507.
2. Krasnov A.V., Pavlovskij A.S., Pugachev S.I., Semenova N.G. Ul'trazvukovoe smachivanie zhidkost'yu tverdogo tela i ego primeneniye v gidroakustike. [Ultrasonic wetting of a solid body with a liquid and its application in hydroacoustics]. Tr. konf. «Prikladnye tekhnologii gidrofiziki i gidroakustiki». (GA-2016), SPb., 2016, S 424-426.
3. Baranec I.V., Krasnov A.V., Legusha F.F. i dr. Otverzhdeniye epoksidnogo kleya v SVCH elektro-magnitnom pole. [Curing of epoxy glue in a microwave electromagnetic field]. MIT. № 3 (37). T. 3. 2017, S. 82-88.
4. Patent RF № 2256634 Sposob metallizacii p'ezokeramicheskikh elementov. [Method of metallization of piezoceramic elements]. Bernshtejn L.A., Legusha F.F. i dr. Opubl. 20.07.2005. Byul. № 20.
5. Patent RF № 2552591 Sposob izgotovleniya sostavnogo elektroakusticheskogo preobrazovatelya. [Method of manufacturing a composite electroacoustic transducers]. Legusha F.F., Pugachev S.I., Zaharova V.E. i dr. Opubl. 10.06.2015. Byul. № 16.
6. Patent RF № 2554591 Sposob izgotovleniya sostavnogo elektroakusticheskogo preobrazovatelya. [Method of manufacturing a composite electroacoustic transducers]. Aleksandrova P.V., Krasnov A.V., Legusha F.F. i dr. Opubl. 10.05.2015. Byul. № 18.
7. Fizicheskie osnovy, metody issledovaniya i prakticheskoe primeneniye p'ezomaterialov. [Physical bases, research methods and practical application of piezomaterials]. Golovnin V.A., Kaplunov I.A., Malyskhina O.V. i dr. M.: Tekhnosfera, 2013, 272 s.
8. Krasavina M.A. Ul'trazvukovaya metallizaciya elektrofizicheskoy keramiki. [Ultrasonic metallization of electrophysical ceramics]. M.A. Krasavina, S.I. Pugachev, N.G. Semenova. SPb.: Izd-vo Politekhnikeskogo universiteta. 2013, 184 s.

9. Baranec I.V., Vaganov G.V., Gajdukova L.V. i dr. Issledovanie vliyaniya napolnitelej na strukturu i fiziko-mekhanicheskie harakteristiki epoksidnogo kleya DM-5-65. [Study of the effect of fillers on the structure and physico-mechanical properties of epoxy glue DM-5-65]. MIT, 2019, T. 1. № 4(46), S. 172-177.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Ирина Владимировна Баранец, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Научно-исследовательский институт синтетического каучука, 198035, Санкт-Петербург, ул. Гапсальская, 1, e-mail: baranets@mail.ru

Александр Дмитриевич Бобков, Инженер-технолог 1 категории, Концерн «МПО-Гидроприбор», 194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24, e-mail: sasha@mail.ru

Людмила Викторовна Гайдукова, научный сотрудник, Научно-исследовательский институт синтетического каучука, 198035, Санкт-Петербург, ул. Гапсальская, 1, e-mail: 9111149627@mail.ru

Алексей Владимирович Краснов, заместитель начальника отдела, Концерн «МПО-Гидроприбор», 194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24, e-mail: clepto@inbox.ru

Федор Федорович Легуша, доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедрой физики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: legusha@smtu.ru

Сергей Иванович Пугачев, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Концерн «МПО-Гидроприбор», 194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24, e-mail: spugachev@bk.ru

Евгений Юрьевич Рытов, кандидат технических наук, доцент кафедры физики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

Irina V. Baranets, Ph.D. (Eng), the leading Researcher, Research Institute of synthetic caoutchouc, Gapsalskaya, 1, St. Petersburg, 198035, Russian Federation, e-mail: baranets@mail.ru

Aleksandr D. Bobkov, Engineer, Concern «SUW – Hidropribor», Bolshoj Sampsonievskij, 24, St. Petersburg, 194044, Russian Federation, e-mail: sasha@mail.ru

Ludmila V. Gaydukova, Research Officer, Research Institute of synthetic caoutchouc, Gapsalskaya, 1, St. Petersburg, 198035, Russian Federation, e-mail: 9111149627@mail.ru

Aleksey V. Krasnov, the Head of Department, Concern «SUW – Hidropribor», Bolshoj Sampsonievskij, 24, St. Petersburg, 194044, Russian Federation, e-mail: clepto@rambler.ru

Fedor F. Legusha, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, the chief of department of physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: legusha@smtu.ru

Sergey I. Pugachev, Dr. Sci. (Eng), Professor, the leading Researcher, Concern «SUW – Hidropribor», Bolshoj Sampsonievskij, 24, St. Petersburg, 194044, Russian Federation, e-mail: spugachev@bk.ru

Evgeniy Yu. Rytov, Ph.D. (Eng), the associate professor of department of physics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

УПРАВЛЕНИЕ В СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 629.12.001.2

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.062

Социологический мониторинг профориентационных предпочтений будущих абитуриентов как элемент управления формированием инфраструктуры судостроительного образованияО.В. Голованова¹, А.А. Солдатов¹, А.В. Солдатов¹, Л.П. Ипатова¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе рассматриваются профориентационные предпочтения старшеклассников Санкт-Петербурга и Ленинградской области с целью создания более эффективного управления формированием инфраструктуры вузов РФ, готовящих кадры для судостроительной промышленности. Социологический мониторинг осуществлялся силами социологической лаборатории, межвузовского центра по образованию в области истории и философии науки и техники, с привлечением бакалавров и магистров кафедры философии и социологии морского технического университета. Для большей эффективности исследования при обработке социологических данных использовались методы многомерного статистического анализа и *k*-групповых средних. В ходе работы было подтверждено, что для более эффективного привлечения абитуриентов вузам судостроительного профиля необходимо сохранять, поддерживать и развивать многообразие направлений подготовки, включая и гуманитарные, с упором на собственно судостроительные специальности. Для сохранения контингента обучающихся и привлечения новых необходимо также развивать систему дополнительного образования.

Ключевые слова: социологический мониторинг, профориентация, управление, многомерный статистический анализ, абитуриенты, судостроительное образование, инфраструктура

Sociological monitoring of vocational guidance preferences of future applicants as an element of management of the formation of the shipbuilding educational infrastructureOksana V. Golovanova¹, Andrei A. Soldatov¹, Alexander V. Soldatov¹, Larisa P. Ipatova¹¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article considers the vocational guidance preferences of senior students in St. Petersburg and Leningrad region in order to create a more effective management of infrastructure formation of universities of the Russian Federation training personnel for the shipbuilding industry. The sociological monitoring was carried out by the sociological laboratory and the interuniversity centre for education in the field of history and philosophy of science and technology with the involvement of bachelors and masters students of the department of philosophy and sociology at St. Petersburg State Marine Technical University. To make the research more effective the methods of multivariable statistical analysis were used for processing of sociological data and *k*-group averages. In the course of research, it was confirmed that for more effective attraction of applicants to the university of shipbuilding profile it is necessary to preserve, maintain and develop a variety of training directions including humanities with an emphasis on the actual shipbuilding specialties. To maintain the number of trainees and attract new ones it is also necessary to develop a system of the additional education.

Key words: sociological monitoring, vocational guidance, management, multivariable statistical analysis, applicants, shipbuilding education, infrastructure

В продолжение темы значения социологической службы вуза, заявленной ранее [1,2] от имени социологической лаборатории кафедры философии и социологии Санкт-Петербургского государственного морского технического университета, силами этой кафедры при поддержке администрации и отдела профориентации университета в апреле — марте 2020 года был проведён социологический мониторинг профориентационных предпочтений старшеклассников общеобразовательных учреждений города Санкт-Петербурга. На сегодняшний день выпускники Петербургских школ составляют примерно половину от числа всех обучающихся в вузе по программе бакалавриата и у них достаточно высокий балл по ЕГЭ. Перед исследованием стояли две задачи. На предварительном этапе — это выявление потенциальной абитуриентской аудитории СПбГМТУ и, затем, получение информации об её ожиданиях в отношении своего будущего образовательного

учреждения, выявление статистических референтных групп в области потребительского спроса на образовательные услуги. Последняя в списке задач — выработка рекомендаций по возможным управленческим интервенциям в инфраструктуру университета с целью ее совершенствования в соответствии с выявленными профориентационными реалиями современного спроса на рынке образовательных услуг.

В выборку вошло 626 учащихся старших классов (9 класс — 7,5%, 10 класс — 59,3%, 11 класс — 32,9%) общеобразовательных учреждений 16 районов города Санкт-Петербурга (96,2%) и Ленинградской области (3,8%). Из них 49,4% юношей и 50,6% девушек. По гендерному критерию на предварительном этапе не было выявлено значимых различий, выходящих за пределы стандартных гендерных предпочтений. Так девушки несколько опережают юношей по стратегическому планированию жизни 42% / 36%. Зато большее число юношей чувствуют себя более уверенно в

настоящем и верят в свой успех в будущем по сравнению с девушками, 72% / 65%. Будущее вызывает страх и неопределенность у 25% старшеклассниц, у старшеклассников этот показатель составляет 18%. Эти данные могут представлять интерес для воспитательного сектора университета, поскольку указывает именно на юношей как наиболее уязвимую группу первокурсников. Девушки, чувствуя страх и неуверенность, будут самостоятельно искать социальную поддержку и активно вовлекаться в работу различных развивающих структур университета, юноши в силу большей самодостаточности в меньшей степени мотивированы к поиску новых социальных взаимодействий, поэтому для них существует риск возникновения социально-психологической дезадаптации в условиях отсутствия традиционного для них внешнего школьного контроля.

В этой выборочной совокупности на предварительном этапе была проведена дифференциация результатов по одному критерию: по наличию или отсутствию у школ респондентов сотрудничества с отделом профориентации СПбГМТУ (426 и 200 респондентов соответственно). Мы выяснили как влияет данный тип взаимодействия на выбор морского университета в качестве будущего учебного учреждения. У респондентов, в профориентационной подготовке которых участвует соответствующая служба института, этот показатель в несколько раз выше чем у респондентов второй группы: в 5.6 раз выше для респондентов, однозначно включивших СПбГМТУ в список возможных будущих мест учебы (для первой группы 14% случаев, для второй — в 2,5% случаев) и в 4 раза выше для тех, кто хотел бы узнать о вузе побольше (12% / 3%). Эти четыре подгруппы, проявивших прямой интерес к Корабелке, в дальнейшем станут непосредственным объектом исследования, в целом по общей изначальной выборке опрошенных они составили 122 респондента, 19,5%. Если на первом шаге использовался метод простого статистического анализа, то в дальнейшем по отношению к выявленной группе потенциальных абитуриентов решено было применить метод многомерной статистики и метод математического кластерного анализа для выделения репрезентативных (референтных) подгрупп в данной совокупности и опосредованно — в сфере потребительского спроса на образовательные услуги СПбГМТУ в целом. Многомерный статистический анализ, интенсивно развивающийся в последнее время, — это совокупность алгоритмов для выделения важнейших закономерностей, которые определяют поведение исследуемых многомерных объектов. Применение алгоритмов кластерного анализа позволяет обнаруживать новые взаимосвязи исследуемых процессов [3,4]. В социологии они используются при изучении характеристик и особенностей различных социальных групп, для понимания причин дифференциации общества и динамики его развития.

Выборочная совокупность ответов школьников по каждому вопросу анкеты в данном исследовании представляет собой таблицу данных, которые могут быть интерпретированы как совокупность

многомерных векторов в некотором n -мерном пространстве, размерность которого определяется количеством ответов на вопросы анкеты, а количество векторов — это количество респондентов, принимающих участие в данном опросе. В теории распознавания такие векторы определяются как n -мерные образы исследуемых объектов в многомерном пространстве. Координатами таких векторов являются оцифрованные ответы на вопросы анкеты. Важнейшая особенность такого пространства — наличие кластеров (или пучков), которые могут создаваться по принципу минимума расстояния между образами. Наличие кластеров указывает на существование социальных групп, которые можно характеризовать «среднестатистическими респондентами» или центрами полученных кластеров. Центры кластеров в изучаемом многомерном пространстве образов — это n -мерные векторы, координатами которых являются относительное число респондентов, выбравших данный ответ. Для выявления существования кластеров в исследуемом пространстве образов использовался метод k -групповых средних, основанный на принципе минимума расстояния между образами одного кластера. Для оценки оптимального количества кластеров была проведена предварительная классификация данных методом «максиминного расстояния». Алгоритм «максиминного расстояния» позволяет определить количество наиболее плотных и взаимно удаленных кластеров, однако он может также выделять кластеры, количество образов в которых не позволяет их считать статистически значимыми. Алгоритм « k -групповых средних» позволяет изучить наиболее важные особенности статистически значимых групп. На первом шаге алгоритма выбираются k исходных центров кластеров. Этот выбор произволен, обычно в качестве исходных центров выбираются первые k образов выборки. На втором шаге множество образов $\{x\}$ распределяются по кластерам по следующему правилу: образ относится к тому кластеру, расстояние до центра которого от данного образа является минимальным. На следующем шаге определяются новые центры. Равенство центров двух предыдущих итераций является условием сходимости алгоритма, в этом случае выполнение алгоритма заканчивается. В противном случае алгоритм повторяется со 2-го шага [5].

На первом этапе исследования обрабатывалась выборка, включающая данные проявивших интерес к Корабелке 122 респондентов по следующим вопросам анкеты: Есть ли среди рассматриваемых Вами вузов как мест дальнейшего образования Санкт-Петербургский морской технический университет? Есть ли у Вас связи с Корабелкой? Знаете ли Вы о следующих преимуществах морского технического университета? На каждый вопрос допускался выбор нескольких вариантов ответа. Респонденты выбирали ответы из нескольких возможных вариантов. В исследуемой выборке с помощью метода k -групповых средних обнаружилось 5 кластеров. Количество респондентов в этих классах было соответственно равно: первый кластер — 29 респондентов, второй кластер — 22 респондента, третий кластер — 32 респондента, четвертый кластер — 20 респондентов, пятый кластер — 19 респондентов.

Все представители *первого* кластера (29 человек) хотели бы узнать больше о СПбГМТУ. У 24% респондентов в Корабелке учились родители. Важнейшим фактором, определяющим интерес респондентов к вузу, является возможность получить востребованную профессию в сфере судостроения. Этот ответ выбрали 90% процентов респондентов. Значимым для этих респондентов является наличие в вузе Военного Учебного Центра (ВУЦ), Военной кафедры и возможность получения военного образования, офицерского звания, а также возможность служить в учреждениях ВМФ РФ или в военных представительствах Министерства обороны РФ. Этот ответ выбрали 69% респондентов. Привлекает этих респондентов (59%) качественное образование, а также наличие гуманитарного сектора с возможностью получения образования по таким направлениям как экономика, социология, юриспруденция (45%). Привлекает их и многообразие факультетов (66%). В 65% случаев – это мужчины, проживающие в Кировском (31%), в Московском (17%), Калининском (14%), Невском (10%).

Все респонденты *второго* кластера (22 человека) также хотели бы узнать больше о СПбГМТУ. У 14% этих респондентов родители учились в этом вузе. Важнейшие приоритеты этих респондентов здесь отражены в ответах: качественное образование (91% респондентов), профессиональное образование в области судостроения (95% респондентов), наличие ВУЦ (68% респондентов), многообразии факультетов (73% респондентов). В 59% случаев – это мужчины, проживающие в Московском (32%) и Колпинском (23%) районах.

Самым многочисленным (32 человека) является *третий* кластер. Это кластер, все представители которого рассматривают СПбГМТУ как место для дальнейшего образования. Представители этого кластера не выбирали большое количество вариантов ответов на вопросы, 13% из них имеют родителей, которые учились в СПбГМТУ. Их характеризует осведомленность о вузе. День открытых дверей посетило 25% респондентов. Спектр ответов примерно у 25% респондентов этого кластера достаточно широк: посещение Дня открытых дверей, качество образования, интерес к профессии в судостроении, к целевому обучению за счет партнеров СПбГМТУ, интерес к ВУЦ, привлекает многообразие факультетов. Приоритетным ответом в этом кластере, который выбрали 69% респондентов, был ответ о многообразии факультетов. 72% респондентов этого кластера — это мужчины. В подавляющем большинстве случаев (72%) это представители Калининского района.

Четвертый кластер включает в себя 20 респондентов. 25% респондентов этого кластера рассматривают возможность связать свою судьбу с Корабелкой, хотя только 5% из них имеют родителей, которые учились в СПбГМТУ. 75% респондентов — это те, кто хотел бы узнать о вузе больше. Особенностью этого кластера является то, что респонденты (80–95%) в подавляющем большинстве выбирают весь возможный спектр ответов на вопрос о преимуществах СПбГМТУ. В 70% случаев — это

мужчины, проживающие в Калининском, Красносельском (25%) и Невском районах.

Респонденты *пятого* кластера (19 человек) в 94% случаев планируют связать свою судьбу с СПбГМТУ, однако только 5% из них имеют родителей, учившихся в этом вузе. Респонденты этого кластера в подавляющем большинстве (70–80%) выбирают весь возможный спектр ответов: на вопрос о преимуществах вуза. Отличительной особенностью этого кластера является участие респондентов этого кластера в олимпиадах (43%), 21% посещали подготовительные курсы, 63% присутствовали на Дне открытых дверей, 42% живут рядом с университетом. В 80% случаев это мужчины, проживающие в Калининском (16%), Колпинском (32%) и Кировском (42%) районах.

Следует отметить, что наличие гуманитарного сектора образования в СПбГМТУ положительно повлияло на 45% респондентов первого кластера, 32% респондентов второго кластера, 16% респондентов третьего кластера, на 80% респондентов четвертого кластера и 68% респондентов пятого кластера. Хотелось бы упомянуть ответы, которые не являются значимыми характеристиками выделенных кластеров, так как процент респондентов, которые выбрали эти ответы был существенно меньше половины всех опрошенных в каждом выделенном кластере: близость дома для респондентов и район проживания в Санкт-Петербурге.

На втором этапе проводилась классификация этой же выборки по вопросам, связанным с характером планирования респондентами своего будущего и их вовлеченности в профориентационную деятельность в школах.

В *первом* кластере этого ряда (22 человека) 73% респондентов знают, чего они хотят в жизни. 91% из них хотели бы о СПбГМТУ знать больше, 9% рассматривают этот вуз для дальнейшего образования, 95% из них уверены в себе. В школах этих респондентов профориентационная работа осуществляется в 77% случаев с помощью организации встреч с представителями институтов и университетов, 69% респондентов участвовали в профессиональном тестировании. 82% из них определили несколько вариантов будущей профессии, 64% имеют желание получить определенную профессию. Источником информации о вузах для 91% из них является День открытых дверей, вторым источником информации для 64% из них являются родители, родственники, знакомые.

Во *втором* кластере максимальное число респондентов (37 человек). Все они рассматривают СПбГМТУ как перспективный вуз для дальнейшего образования. 73% — уверены в себе. 49% — прошли профессиональное тестирование. На выбор образовательных перспектив для 57% оказало желание продолжить работу и получить определенную профессию. Для 51% из них источником информации о вузах являлись родители и знакомые.

Третий кластер – это всего 14 человек, из них 86%, которые хотели бы знать о СПбГМТУ больше. 57% из них хотят продолжить учебу и получить определенное образование, будущее для 51% из них неопределенно. Знакомство с вузами осуществлялось: с помощью экскурсионных выездов

на территории предприятий (71%), с помощью экскурсий в вузы (57%), профессионального тестирования (79%). На выбор образовательных перспектив в 79% случаев повлияло желание получить определенную профессию, 64% из них посетили День открытых дверей.

Представители *четвертого* кластера — это 25 человек, которые хотели бы знать о СПбГМТУ больше. Это самый неопределившийся класс: мысли о будущем вызывают тревогу, планы на будущее только в общих чертах, с выбором дальнейшего образования, 76% из них не определились (имеют несколько вариантов).

Пятый кластер включает 24 респондента, которые в 100% случаев рассматривают СПбГМТУ как вуз для продолжения образования, и они знают, чего хотят. 64% из них — уверены в себе, 67% — участвовали в олимпиадах, 54% — определились с профессией, 67% — посетили День открытых дверей. Этот кластер, прямая противоположность четвертому.

Отметим ответы, которые не оказались определяющими факторами при анализе данных это ответы на вопрос о складе ума, основанные на субъективной оценке респондентов. Процент респондентов в каждом кластере, давших ответы на этот вопрос не превышал 30%. Первые две кластеризации не дали искомого результата в поиске репрезентативной классификации выборки. Семантические распределения ответов между кластерами имели лишь количественный характер и не позволили выявить атрибутивные характеристики. Искомый специфицирующий признак, строго дифференцирующий статистические группы, обнаружился лишь в третьей кластеризации выборки по вопросу, связанному с предпочтениями респондентами учебных дисциплин. Это был открытый вопрос анкеты, респонденты сами вписывали названия дисциплин. Все перечисленные ими предметы школьной программы образования по факту для возможности цифрования были разделены на естественно-научные, математические, гуманитарные. Четвертый тип предметов включал в себя информатику, технологию и музыку. Характеристики 5-ти кластеров представлены в Таблице 1. Первая строка — это предпочтение предметов естествознания, вторая строка — это предпочтение математических предметов, третья строка — это выбор гуманитарных предметов, четвертая строка — это информатика, технология и музыка, пятая строка — это ответ о рассмотрении СПбГМТУ как вуза для дальнейшего образования, 6 строка — это ответ, который указывает на интерес узнать о СПбГМТУ больше.

Анализ этой таблицы указывает два достаточно многочисленных кластера, второй [28 респондентов] и пятый [37 респондентов], которые однозначно разделяются по приоритетам в выборе предметов: респонденты 2-го кластера (28 человек) предпочитают гуманитарные предметы, респонденты 5-го кластера (37 человек) предпочтение оказывают естественнонаучным предметам. Респонденты оставшихся трех кластеров также дифференцируются, в основном, по отношению к гуманитарным предметам (3 строка Таблицы 1.).

Таблица 1.

Координаты центров пяти кластеров, полученных в результате третьей кластеризации

	1[14]	2[28]	3[17]	4[26]	5[37]
1(естествознание)	0.64	0.43	0.47	0.42	0.7
2(математика)	1	0.43	0	0.27	0.59
3(гуманитарные)	1	1	1	0	0
4(информатика)	0.29	0.21	0.18	0.27	0.27
5(11.1)	0	1	0	0	1
6(11.3)	1	0	1	1	0

На рис.1 представлены результаты табл.1 для двух статистически значимых кластеров. На горизонтальной оси расположены номера ответов: первый — 3.1 (естественно-научные предметы), второй — математика, третий — гуманитарные предметы, четвертый — информатика, пятый — выбор СПбГМТУ как вуза для продолжения образования, шестой — интерес к вузу и желание узнать о нем больше.

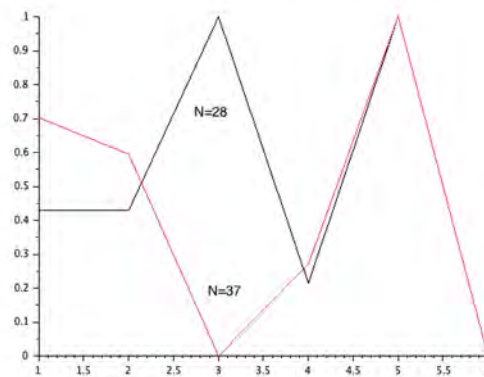


Рис.1 Исследование предпочтений респондентов при выборе учебных дисциплин

Желание исследовать более подробно две статистически значимые группы школьников, выбравших морской технический университет как вуз для продолжения образования, послужило причиной детального рассмотрения интересов респондентов этих групп: те, которые выбрали физику и математику (37 респондентов) в качестве наиболее интересных предметов, и те, которые отдали предпочтение гуманитарным предметам (28 респондентов). Эта задача решалась на четвертом этапе исследования. К основным выводам можно отнести то, что ответы на вопрос о преимуществах обучения в СПбГМТУ являются наиболее интересными для школьников. Весь спектр ответов на этот вопрос использовался респондентами, разница ответов на него в этих двух выборках только в приоритетах. Приоритеты респондентов из выборки в 37 человек (математика, естествознание) можно расположить в такой последовательности: возможность получить профессию в судостроении, наличие Военного учебного центра, многообразии факультетов, материальное поощрение и возможное снижение стоимости при платном образовании. Приоритеты другой выборки в 28 человек (гуманитарные

предметы) имеют следующую приоритетную очередность: качественное образование, возможность получить профессию в судостроении, наличие гуманитарного сектора, наличие Военно-учебного центра (только для кластеров с преобладающим числом юношей), многообразие факультетов, возможность стажировки (только для девушек), яхтинг и спортивная база (только для юношей), материальное поощрение и возможное снижение стоимости при платном образовании.

К основным выводам проделанной работы можно отнести следующие:

1. Важнейшими факторами для выбора вуза являются: посещение Дня открытых дверей, встречи с представителями вузов и профильных предприятий, наличие Военного центра, многообразие факультетов вуза, желание получить качественное образование и конкретную специальность. Сопутствующими факторами стали: наличие спортивной базы, строящийся спортивный комплекс, который уже построен.

2. Интерес к школьным предметам разделил выборку респондентов, рассматривающих СПбГМТУ как вуз для продолжения образования, или тех, кто захотел больше узнать об этом вузе, на два статистически значимых кластера, тех, кто отдал предпочтение математике и естествознанию, и тем, кто отдал предпочтение гуманитарным наукам. Однако, отвечая на вопрос о преимуществах вуза, они все проявили единодушие, используя весь спектр, предложенных вопросов. Это позволяет предположить, что существует две независимые группы респондентов, проявляющие интерес к Корабелке. Их и можно обозначить как искомые референтные группы, репрезентирующие потребительский спрос на образовательные услуги СПбГМТУ.

3. Существование этих, выявленных в результате социологического анализа, референтных групп, с соответствующими им различными ожиданиями старшекласников, выдвигает определенные требования к его инфраструктуре, поскольку СПбГМТУ заинтересован обеспечить соответствующие условия для их привлечения, обучения и дальнейшей профессионализации. Попробуем сформулировать указанные требования в следующих рекомендациях.

Представителям группы, оказывающим предпочтение гуманитарным дисциплинам, нужно современное престижное образовательное учреждение, с многообразным набором специальностей, развитой инфраструктурой и системой общих мотивирующих бонусов для обучающихся.

Рекомендация 1. Университету необходимо сохранять, поддерживать и развивать многообразие направлений подготовки и специальностей, включая гуманитарный сектор.

Представителей второй группы, проявляющим интерес к естественным наукам и математике тоже привлекают перечисленные преимущества СПбГМТУ, но они в большей степени заинтересованы именно в судостроительном образовании, и у них более выраженными оказались активные формы интереса к вузу и к личным

достижениям (участие в Олимпиадах), что является существенной отличительной чертой технического склада ума перед созерцательно-гуманитарным. В них и институт заинтересован особым образом, именно они по своим дисциплинарным приоритетам и способностям могут воспроизводить судостроительную специализацию вуза. Специализированное образование, такое как судостроение, связано с различными рисками и ресурсным издержками, поэтому оно должно стать объектом особого внимания со стороны управленческих воздействий.

Рекомендация 2. Поскольку вуз в соответствии с государственными стратегическими приоритетами ориентирован на задачу сохранять судостроительный характер, необходимо для этой группы обучающихся развивать систему дополнительной поддержки и образования.

Как показало исследование, на сегодняшний день самым ярким бонусом стал, согласно оценкам респондентов, Военный учебный центр и открываемые им для обучающихся профессиональные возможности, затем — целевое обучение. Но этот список необходимо расширять, открывая в процессе обучения доступ будущим талантливым инженерам и конструкторам в мир профессиональных промышленных и научных связей и опыта, включая международные коммуникации. Тем самым будет обеспечиваться статус профессии, профессиональные гарантии выпускников на рынке труда и мотивация для имеющих повышенный уровень притязаний представителей технического и физико-математического склада ума, поступающих на узкоспециализированные направления подготовки, связанные с судостроением [6].

Рекомендация 3. Сохранить себя как судостроительный вуз можно и за счёт увеличения связей всех направлений подготовки с собственно судостроительными специальностями. С этой целью в СПбГМТУ в 2020 году был открыт приём на новый факультет - Факультет цифровых промышленных технологий.

Современное судостроение как сложноорганизованная система многопрофильно, оно нуждается не только в инженерах, но и в экономистах, социологах, юристах, экологах, дизайнерах. Формирование у всех обучающихся соответствующих навыков и чувства сопричастности к такой значимой в современном мире отрасли должно стать приоритетным аспектом воспитательной и образовательной деятельности в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. Проведенное социологическое исследование выявило в обеих референтных группах, включая гуманитариев, стремление получить востребованную профессию именно в сфере судостроения, выявив тем самым у будущих абитуриентов потребность в идентичности с социально-значимой конкретной профессиональной отраслью наряду со стремлением получить профессию. И в этом отношении у СПбГМТУ больше преимуществ, чем у неспециализированных политехнических и технологических вузов города.

Благодарности

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Голованова О.В., Солдатов А.В., Солдатов А.А. Проблемы управления в судостроительном образовании // Морские интеллектуальные технологии № 4 (34) Т.1 2016. С. 130-134.
2. Голованова О.В., Солдатов А.В., Солдатов А.А. Социологическая служба университета как инструмент управления в судостроительном образовании // Морские интеллектуальные технологии № 1 (43) Т.1 2019. С. 204-209.
3. Ипатова Л.П., Леора С.Н. Методы математической обработки многомерных данных. СПб., 2016. С.154.
4. Дж. Ту, Р. Гонсалес. Принципы распознавания образов. Москва: Мир, 1978. – 411 с.
5. Дж. Вэн Райзин. Классификация и кластер. – Москва: Мир, 1980. С.389.
6. Nesteruk A.V., Soldatov A.V. Historico-philosophical aspects of mathematidsation of nature in modern science. DISCOURSE. № 4. Т. 5. 2019. PP. 5-17.

References

1. Golovanova O.V., Soldatov A.V., Soldatov A.A. Problemy upravleniya v sudostroitel'nom obrazovanii. [The problem of management in the shipbuilding education]. Morskie intellektual'nye tekhnologii № 4 (34) Т.1 2016. S. 130-134.
2. Golovanova O.V., Soldatov A.V., Soldatov A.A. Sociologicheskaya sluzhba universiteta kak instrument upravleniya v sudostroitel'nom obrazovanii. [Sociological service as the instrument of management in the shipbuilding education]. Morskie intellektual'nye tekhnologii № 1 (43) Т.1 2019. S. 204-209.
3. Ipatova L.P., Leora S.N. Metody matematicheskoy obrabotki mnogomernyh dannyh. [Methods of mathematical processing of multidimensional data]. SPb., 2016.S.154.
4. Dzh. Tu, R. Gonsales. Principy raspoznavaniya obrazov [Principles of pattern recognition]. Moskva: Mir, 1978. S. 411.
5. Dzh. Ven Rajzin. Klassifikaciya i klaster [Classification and cluster]. Moskva: Mir, 1980. S.389.
6. Nesteruk A.V., Soldatov A.V. Historico-philosophical aspects of mathematidsation of nature in modern science. DISCOURSE. № 4. Т. 5. 2019. S. 5-17.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Оксана Владимировна Голованова, кандидат философских наук, доцент, доцент кафедры философии и социологии Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: tibidabo@yandex.ru

Oksana V. Golovanova, Ph. D. (Ph.), assistant of professor, an assistant of professor of the Department of philosophy and sociology, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: tibidabo@yandex.ru

Андрей Александрович Солдатов, кандидат социологических наук, доцент кафедры философии и социологии, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: soldatov@smtu.ru

Andrei A. Soldatov, Ph. D. (Soc.), an assistant professor of the department of philosophy and sociology of St. Petersburg State Marine Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, e-mail: soldatov@smtu.ru

Александр Васильевич Солдатов, доктор философских наук, профессор, профессор кафедры философии и социологии, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: soldatov2012@yandex.ru

Alexander V. Soldatov, Dr. Sci. (Ph.), Professor, Professor of the Department of philosophy and sociology, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: soldatov2012@yandex.ru

Лариса Петровна Ипатова, кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры математики Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: iptl@mail.ru

Larisa P. Ipatova, Ph.D. (Phys & Math), assistant of professor, an assistant of professor of the Department of mathematics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: iptl@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ И КОМПЛЕКСЫ ПРОГРАММ

УДК 532.5:001.5

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.063

Турбулентное течение в шероховатых трубах

В.А. Павловский¹, Д.В. Никущенко¹

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Ввиду того, что применяемые в инженерной практике трубы являются шероховатыми, определение гидравлического сопротивления шероховатых труб является важной проблемой. Необходимость повышения точности расчетов коэффициентов гидравлического сопротивления при течении жидкости в трубах с различной степенью шероховатости внутренней поверхности стенок трубы требует постоянного совершенствования инженерных методик расчета. В настоящей работе анализируются формулы для скоростей и сопротивлений при установившемся течении несжимаемой вязкой жидкости в круглой цилиндрической трубе с шероховатыми стенками, в том числе и формула Коулбрука. Рассматриваются предельные случаи проявления шероховатости, а также связь между числами Рейнольдса, вычисляемых по средней и по динамической скоростями. Использован принцип нахождения профилей скорости по закону сопротивления. Приводится алгоритм построения кривой сопротивления по найденному профилю скоростей в универсальных координатах. Для коэффициента сопротивления дается формула Коулбрука в явном виде.

Ключевые слова: круглая цилиндрическая труба, шероховатость, выступы шероховатости, режимы течения, число Рейнольдса, законы сопротивления, универсальный профиль скоростей, формула Коулбрука.

Turbulent flow in rough pipes

Valery A. Pavlovsky¹, Dmitry V. Nikushchenko¹

¹St. Petersburg State Marine Technical University

Abstract. As far as practically used pipes are always have different roughness the problem of practical determination of hydraulic resistance of pipes with roughness is very important. Improving the accuracy of hydraulic coefficients computations for fluid flows in pipes with different roughness of the inner surface requires continuous improvement of calculation methods. In the present article we analyze formulas for velocities and resistance for steady-state incompressible flows of a viscous fluid in a round cylindrical pipe with rough walls, including Colebrook's formula. The limiting cases of roughness are considered, as well as the relationship between the Reynolds numbers calculated by both average and dynamic velocity. On a basis of resistance law, we have recovered velocity profiles. The algorithm of determination of resistance curve by computed velocity profile in universal coordinates is described. Colebrook's formula for resistance coefficient is written explicitly.

Keywords: round cylindrical pipe, roughness, roughness protrusions, flow regimes, Reynolds number, resistance laws, universal velocity profile, Colebrook's formula.

Введение

При ламинарном режиме течения в трубе кругового сечения с шероховатыми стенками уравнения движения имеют аналитическое решение – формулу Пуазейля для профиля скоростей и соответствующий закон сопротивления. При переходном и турбулентном режиме течения аналитического решения нет, поэтому коэффициент сопротивления трения определяется эмпирическим путем. Наиболее известная работа по обработке эмпирических данных — это работа [1]. Результаты обработки этих данных сведены в одну диаграмму, на которой представлена зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и шероховатости трубы [2]. В зависимости от того, как соотносятся размеры выступов шероховатости k и толщина ламинарного подслоя δ , все течения в трубах могут быть при турбулентном режиме движения подразделены на три вида [3-6]:

1. Течения в гидравлически гладких трубах – для них толщина ламинарного подслоя δ больше высоты выступов шероховатости k . В этом случае шероховатость стенок не влияет на характер движения.
2. Течения в гидравлически шероховатых трубах – для них толщина ламинарного подслоя δ

меньше высоты выступов шероховатости k . В этом случае шероховатость стенок влияет на характер движения и тем самым на гидравлическое сопротивление, имеет место квадратичный закон сопротивления.

3. В третьем случае, являющемся промежуточным между двумя вышеуказанными, абсолютная высота выступов шероховатости примерно равна толщине ламинарной пленки – $\delta \approx k$. В этом случае течения в трубах относятся к переходной области сопротивления.

Экспериментальные исследования шероховатых труб

Характеризовать шероховатость можно безразмерным параметром – величиной $m = \frac{R}{k}$, где k – высота бугорка поверхности, R – внутренний радиус трубы. Эту величину в литературе называют степенью шероховатости. Никурадзе провел обширную серию экспериментов для турбулентного течения жидкости в трубах и получил результаты, ставшие классическими, по влиянию шероховатости на коэффициент гидравлического сопротивления и на профиль скоростей. Эти результаты являются эталонными, по которым оценивается шероховатость труб, в том числе и техническая. Вообще экспериментальное изучение и

последующий теоретический анализ течения с технической шероховатостью стенки является чрезвычайно сложным и на первый взгляд практически невозможным. Для выхода из этого положения в гидравлике [7-11] введено понятие о так называемой эквивалентной зернистой шероховатости k , под которой понимают такую высоту бугорков шероховатости в эталонных опытах Никурадзе с равномерной искусственной шероховатостью, которая создает сопротивление, равное действительному сопротивлению рассматриваемого трубопровода. Для определения эффективной шероховатости, зная диаметр трубы $D = 2R$ и найдя значение коэффициента сопротивления λ из опыта, можно определить эффективную шероховатость k , а следовательно, и параметр шероховатости m из формулы:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{3.7d}{k_s} = 2 \lg 7.4 \frac{R}{k} = 2 \lg 7.4m$$

Подробная таблица значений k приведена в справочнике И.Е. Идельчика [7] для разных типов трубопровода, для различных материалов труб и различных способов их изготовления.

На основе анализа опытных данных Никурадзе с привлечением гипотез о физической природе турбулентного течения Прандтлем и Никурадзе были получены достаточно простые динамические выражения, позволяющие определить профили скорости и коэффициенты сопротивления в первых двух предельных случаях турбулентного течения:

– течение в случае гидравлически гладкой стенки, когда $0 \leq \frac{v_* k}{\nu} \leq 5$ и коэффициент сопротивления зависит только от числа Рейнольдса, $\lambda = \lambda(Re)$, $Re = \frac{2Ru_{cp}}{\nu}$,

– течение с полным проявлением шероховатости, когда $\frac{v_* k}{\nu} > 70$ и коэффициент сопротивления зависит только от степени шероховатости, $\lambda = \lambda(m)$, $m = \frac{R}{k}$.

В этих выражениях k – средняя эквивалентная высота бугорков шероховатости, v_* – динамическая скорость, ν – кинематическая вязкость, u_{cp} – средняя скорость по сечению трубы, R – радиус трубы.

В настоящее время сравнительно слабо исследовано течение жидкости в третьем, переходном, режиме, когда $5 \leq \frac{v_* k}{\nu} \leq 70$ и коэффициент сопротивления является как функцией числа Рейнольдса, так и параметра шероховатости m , т.е. $\lambda = \lambda(Re, m)$. Но именно в этом режиме происходит работа в большинстве случаев технических устройств. Для расчёта сопротивления в этом режиме используют эмпирическую формулу Коулбрука [12].

Для течения в гидравлически шероховатых трубах, предельном случае проявления шероховатости, Никурадзе [5] провел серию опытов с равномерно-зернистой шероховатостью в широком диапазоне параметра шероховатости m в пределах от 15 до 507. Анализируя экспериментальные данные Никурадзе, Прандтль получил [4,5] следующую эмпирическую формулу для безразмерного профиля скоростей в квадратичной зоне. для случая предельно шероховатой поверхности, когда $\lambda = const$:

$$v = \frac{u}{v_*} = 5.75 \lg \frac{y}{k} + 8.48, \quad (1)$$

где y – расстояние от стенки, v – безразмерная скорость, равная отношению скорости жидкости в рассматриваемой точке потока u к динамической скорости v_* , определяемой значением касательного напряжения на стенке трубы [10, 11].

Закон сопротивления, соответствующий этому профилю, можно получить обычным образом [3,4], прибавляя и вычитая из выражения для максимума скорости среднюю скорость течения и связывая ее с коэффициентом сопротивления. При $y = R$ формула (1) дает для максимума скорости:

$$v_{max} = 5.75 \lg m + 8.48$$

Представим это выражение в виде:

$$\frac{u_{max} - u_{cp}}{v_*} + \frac{u_{cp}}{v_*} = 5.75 \lg m + 8.48$$

Учитывая, что $\frac{u_{max} - u_{cp}}{v_*} = 3.75$ для всех турбулентных течений в трубах по опытам Никурадзе, а $\frac{u_{cp}}{v_*} = \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\lambda}}$ поскольку $\lambda = \frac{8}{v_*^2}$, Прандтль в итоге получил формулу:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{1}{7.4m} \right) \quad (2)$$

В дальнейшем опыты Никурадзе многократно повторялись и анализировались большим количеством исследователей для других значений m [13 – 15]. В ходе их подтвердилась достоверность результатов Никурадзе и формул (1) и (2).

Экспериментальные исследования труб с технической шероховатостью проводились многими авторами Н.Н. Павловским [16], А.Ф. Шевелевым [17], Фрименом [18], Харрисом [19] и другими. Типичный вид графика сопротивления показан на Рис.1. Видно, что в переходной зоне коэффициент сопротивления всегда больше, чем в квадратичной области, а сама зона имеет большую протяженность по числу Рейнольдса. Формула (1) при этом для зоны квадратичного сопротивления остается той же самой, что и для искусственной шероховатости, если понимать здесь под k эквивалентную шероховатость.

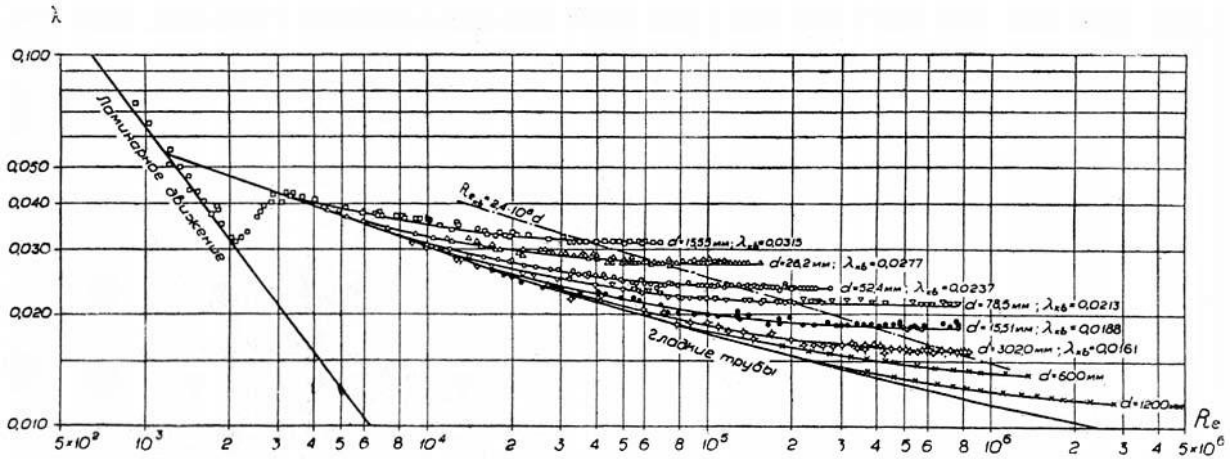


Рис. 1. Коэффициент сопротивления круглых труб разного диаметра с технической шероховатостью $k = 10^{-3}$ мм, по Шевелеву

Профиль скорости в универсальных координатах

Для шероховатости в турбулентном режиме течения на кривой сопротивления $\lambda(Re, m)$ различают три характерных участка. При относительно малых числах Рейнольдса Re имеет место режим течения в гидравлически гладкой трубе. При больших числах Рейнольдса Re наблюдается режим квадратичного сопротивления, где $\lambda = const$. В промежуточной между этими режимами области чисел Рейнольдса, переходной зоне, происходит сопряжение режимов гидравлически гладкой трубы и квадратичного сопротивления. Для технической шероховатости протяженность переходного участка велика, а коэффициент сопротивления λ здесь больше по сравнению с зоной квадратичного сопротивления.

Выполним представление профиля скорости для предельного случая шероховатости в универсальных координатах (v, y_*) , где $v = \frac{u}{v_*}$, $y_* = \frac{y v_*}{R}$. Запишем формулу (1) в этих универсальных координатах:

$$v = 8.48 + 5.75 \lg \frac{y v_*}{v} \cdot \frac{R}{k} \cdot \frac{v}{v_* R} = 8.48 + 5.75 \lg \left(\frac{y_* m}{Re_*} \right),$$

В этой формуле $Re_* = \frac{v_* R}{\nu}$ – число Рейнольдса по динамической скорости. Отсюда профиль скорости для квадратичной зоны можно представить в виде:

$$v = 5.75 \lg y_* + D, \quad (3)$$

$$D = 8.48 + 5.75 \lg \frac{m}{Re_*}$$

Видно, что этот профиль зависит от числа Рейнольдса по динамической скорости. Тем самым он зависит и от числа Рейнольдса, вычисленного по средней скорости – величины $Re = \frac{2R u_{cp}}{\nu}$. Действительно, связь между числами Re_* и Re для течения в шероховатых трубах можно найти через коэффициент сопротивления $\lambda = \frac{8|\tau_w|}{\rho u_{cp}^2}$, из которого после введения в рассмотрение динамической скорости имеем: $\frac{u_{cp}}{v_*} = \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\lambda}}$. Отсюда следует: $Re_* = Re \frac{\sqrt{\lambda}}{4\sqrt{2}}$. Далее, учитывая согласно (2), что $\lambda = \frac{1}{(2 \lg m + 1.74)^2}$, имеем:

$$Re = 4\sqrt{2}(2 \lg m + 1.74) Re_* = (2^{3.5} \lg 7.4 m) Re_* \quad (4)$$

В Таблице 1 представлены результаты расчетов величин D и Re в зависимости от числа Рейнольдса Re_* по динамической скорости для разных значений параметра шероховатости m . Там же даны значения максимумов скорости (при $y = R$) для каждого параметра шероховатости. Эти значения, согласно формуле (1), выражаются из соотношения: $v_{max} = 5.75 \lg m + 8.48$. Также в этой таблице приведены соответствующие величины коэффициентов сопротивления для течений с квадратичным законом сопротивления, вычисленные по формуле (2). Заметим, что коэффициенты сопротивления можно вычислить по профилю (3) в универсальных координатах. Для этого с помощью формулы $v_{cp} = 2 \int_0^1 v(\eta)(1 - \eta) d\eta$ вычисляется своё значение средней скорости для каждого Re_* , а следовательно, и своё значение коэффициента сопротивления $\lambda = \frac{8}{v_{cp}^2}$ и своё число Рейнольдса по средней скорости $Re = 2Re_* v_{cp}$, совпадающее для каждого параметра шероховатости со значением, приведенным в таблице 1 согласно формуле (2). Соответствующие профили скорости в универсальных координатах для этого предельного случая шероховатости, которые также содержатся в [16], показаны на Рис.2.

Видно, что для каждого параметра шероховатости, независимо от числа Re_* , а следовательно, и от числа Рейнольдса Re , максимальное значение безразмерной скорости на оси трубы сохраняет свое значение: для $m = 15$ это $\left(\frac{u}{v_*}\right)_{max} = 15.24$, для $m = 507$ это значение 24.03. Кроме того видно, что безразмерные профили при больших числах Рейнольдса лежат ниже логарифмического профиля для гидравлически гладких труб, что свидетельствует об увеличении сопротивления при тении жидкости в трубе с шероховатыми стенками. Но при малых числах Рейнольдса в случае параметра шероховатости $m > 300$ профили ложатся выше логарифмического профиля $v = 2.5 \ln y_* + 5.5$, что иллюстрирует кривая 4 на рис.2. для $m = 507$ при $Re_* = 10^3$. Это означает, что формула (3), а тем самым и формула (1) справедливы лишь для параметров шероховатости $m < 300$.

Таблица 1.

Расчет величин D и Re

Re_*	m						
	15	30	60	100	507	1000	
10^3	-2.01	-0.28	+1.45	+2.73	+6.75	+8.48	← D
	$2.31 \cdot 10^4$	$2.66 \cdot 10^4$	$3.00 \cdot 10^4$	$3.25 \cdot 10^4$	$4.04 \cdot 10^4$	$4.38 \cdot 10^4$	← Re
10^4	-7.76		-4.30	-3.02	+1.03	+2.73	← D
	$2.31 \cdot 10^5$	$2.66 \cdot 10^5$	$3.00 \cdot 10^5$	$3.25 \cdot 10^5$	$4.04 \cdot 10^5$	$4.38 \cdot 10^5$	← Re
10^5	-13.51		-10.05	-8.77	-4.72	-3.02	← D
	$2.31 \cdot 10^6$	$2.66 \cdot 10^6$	$3.00 \cdot 10^6$	$3.25 \cdot 10^6$	$4.04 \cdot 10^6$	$4.38 \cdot 10^6$	← Re
10^6	-19.26		-15.80	-14.52	-10.47	-8.77	← D
	$2.31 \cdot 10^7$	$2.66 \cdot 10^7$	$3.00 \cdot 10^7$	$3.25 \cdot 10^7$	$4.04 \cdot 10^7$	$4.38 \cdot 10^7$	← Re
$lg 100\lambda$	0.776	0.657	0.552	0.482	0.292	0.223	
$v_{max} = \frac{u_{max}}{v_*}$	15.24	16.97	18.70	19.98	24.03	25.73	

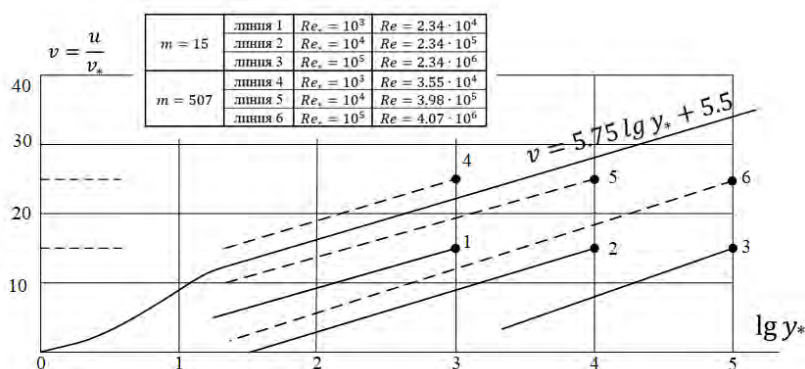


Рис.2. Универсальные профили скоростей для течения в предельно шероховатых трубах

Сопротивление в шероховатых трубах

Для описания сопротивления при течении в трубах с технической шероховатостью в настоящее время в большинстве стран мира используется эмпирическая формула Коулбрука [12]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{1}{7.4m} \right) \quad (5)$$

Эта формула охватывает весь диапазон чисел Рейнольдса при турбулентном течении – и область течения в гидравлически гладкой трубе, и переходную зону, и зону квадратичного сопротивления. Формула Коулбрука получена путем объединения формул Прандтля – Никурадзе для гидравлически гладких труб, которая может быть записана в виде: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$, с формулой (2) для режима квадратичного сопротивления: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{1}{7.4m} \right)$. Формула (5) особенно ценна тем, что она описывает переходную область, в которой «работают» большинство технических трубопроводов различного назначения. Однако, эта формула до сих пор не имеет хорошего теоретического обоснования. Результаты расчета по формуле Коулбрука (5) представлены на Рис.3. Видно, что кривая сопротивления для разных значений параметра шероховатости содержат три характерных участка – первый для гидравлически гладкой трубы при сравнительно малых числах Рейнольдса, второй – с квадратичным сопротивлением, и третий, в котором происходит сопряжение первых двух участков. С увеличением числа Рейнольдса происходит плавное отклонение

кривых сопротивления от кривой Прандтля-Никурадзе, подчиняющейся формуле $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$ для гидравлически гладких труб, и последующий переход на кривую квадратичного сопротивления. Область реальных значений коэффициентов сопротивления лежит правее кривой сопротивления Гагена-Пуазейля для ламинарного режима течения.

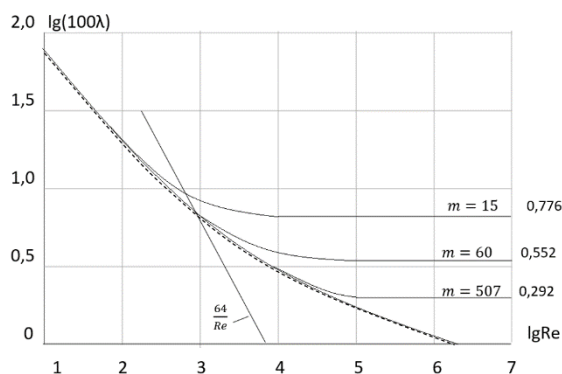


Рис.3 Расчет коэффициента сопротивления по формуле Коулбрука (5) для разных значений параметра шероховатости, показывающий плавное отклонение кривых сопротивления шероховатых труб от кривой Прандтля-Никурадзе для гидравлически гладких труб, помеченной жирным пунктиром.

Сопоставим формуле сопротивления Коулбрука профиль скорости в универсальных координатах. Для интегральных величин, фигурирующим в

формуле Коулбрука, сопоставление локальным выполним по следующей схеме [9]:

$$\begin{aligned} v_{cp} &\rightarrow (v - \gamma) \\ Re &\rightarrow 2y_* (v - \gamma) \\ \frac{1}{\sqrt{\lambda}} &\rightarrow \frac{(v - \gamma)}{2\sqrt{2}} \\ m &\rightarrow \frac{m}{4.5} \end{aligned}$$

где $\gamma = 3.75$. В итоге после замены величин λ , m , Re имеем вместо формулы Коулбрука:

$$\frac{1}{2\sqrt{2}}(v - \gamma) = -2 \lg \left(\frac{2.51}{4\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{y_*} + \frac{4.5}{7.4m} \right)$$

Отсюда после преобразований получаем профиль скорости в универсальных координатах, соответствующий закону сопротивления Коулбрука (5):

$$v = 3.75 - 4\sqrt{2} \lg \left(\frac{2.51}{4\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{y_*} + \frac{4.5}{7.4m} \right) \quad (6)$$

На рис.4 представлены профили скорости согласно формуле (6) для разных значений параметра шероховатости. Здесь, как и для кривой сопротивления, профили скоростей с увеличением y_* претерпевают отслоение от логарифмики Прандтля-Никурадзе с выходом на участок $v = const$. Это означает, что с ростом y_* растёт пропорционально и величина u_{cp} .

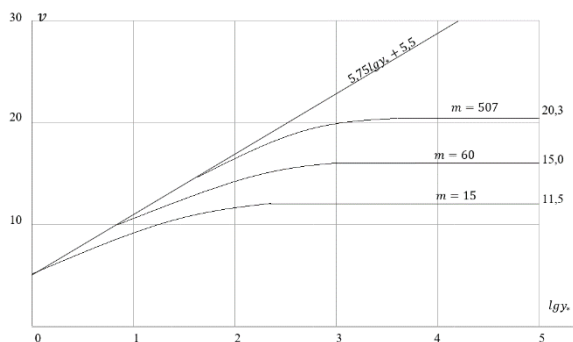


Рис.4 Восстановленные профили скорости по формуле (6) для разных значений параметра шероховатости

Обратно по полученному восстановленному профилю скорости (6) найдём закон сопротивления и сопоставим его с формулой Коулбрука. Для этого вычислим величину безразмерной средней скорости по сечению трубы, задаваясь значениями Re_* , $0 \leq y_* \leq Re_*$:

$$v_{cp} = 2 \int_0^1 v(y_*) \left(1 - \frac{y_*}{Re_*}\right) d\left(\frac{y_*}{Re_*}\right), \quad (7)$$

где $v(y_*)$ даёт формула (6). Пренебрежение пристенной зоной не вносит существенной погрешности при вычислении v_{cp} и λ . Каждому значению числа Рейнольдса по динамической скорости соответствует своё значение v_{cp} , а следовательно, и своё значение $\lambda = \frac{8}{v_{cp}^2}$ и число Рейнольдса по средней скорости $Re = 2Re_* v_{cp}$. Соответствующие значения коэффициента сопротивления показаны маркерами (кружочками) на Рис.5 на фоне расчётных кривых по формуле Коулбрука (5).

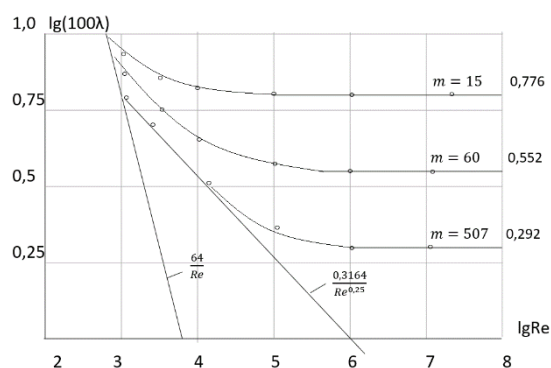


Рис.5 Расчёт коэффициентов сопротивления по формуле Коулбрука (сплошные линии) и по восстановленному профилю (6) (результаты расчётов помечены маркерами-кружочками).

Числовые сравнения коэффициентов сопротивления, вычисляемых по формуле (7) для восстановленного профиля (6) с результатами расчета по формуле Коулбрука (5) представлены в Таблице 2.

Таблица 2.

Сравнение коэффициентов сопротивления по различным формулам

m	Re_*	Re	$lg Re$	$lg(100\lambda)$ формулы (6) и (7)	$lg(100\lambda)$ формула (5) Коулбрука
$m = 15$	215	$2.23 \cdot 10^3$	3.35	0.835	0.849
	2000	$2.30 \cdot 10^4$	4.36	0.782	0.785
	19800	$2.30 \cdot 10^5$	5.36	0.773	0.777
	198000	$2.30 \cdot 10^6$	6.36	0.773	0.777
$m = 60$	236	$2.90 \cdot 10^3$	3.46	0.672	0.704
	2000	$2.99 \cdot 10^4$	4.47	0.573	0.578
	20000	$3.00 \cdot 10^5$	5.48	0.552	0.555
	198000	$3.00 \cdot 10^6$	6.48	0.549	0.553
$m = 507$	290	$3.91 \cdot 10^3$	3.59	0.525	0.609
	2270	$4.05 \cdot 10^4$	4.61	0.364	0.392
	20640	$4.06 \cdot 10^5$	5.61	0.305	0.307
	202000	$4.06 \cdot 10^6$	6.61	0.292	0.293

Также закон сопротивления, аппроксимирующий в явном виде формулу Коулбрука, можно представить в виде:

$$\lambda = \frac{1}{\left[2lg\left(\frac{5.02lg(7.4m)}{Re} + \frac{1}{7.4m}\right)\right]^2} \quad (8)$$

Результаты расчетов по этой формуле даны в таблице 3, в которой в соответствующих каждому значению параметра шероховатости m и числу Рейнольдса клеточках даны значения $lg(100\lambda)$ – в числителе по формуле Коулбрука, в знаменателе по формуле (8). Видно, что результаты расчета по этой формуле практически совпадают с результатами расчета по формуле Коулбрука.

Таблица 3

Сравнение коэффициентов сопротивления

$lgRe$	$lg(100\lambda)$		
	$m = 15$	$m = 60$	$m = 507$
3.0	0.912	0.829	0.800
	0.929	0.883	0.917
4.0	0.796	0.617	0.510
	0.796	0.621	0.540
5.0	0.779	0.560	0.345
	0.776	0.561	0.347
6.0	0.776	0.553	0.298
	0.776	0.553	0.298
7.0	0.776	0.552	0.292
	0.776	0.552	0.292

Тем самым формула (8) эквивалентна формуле Коулбрука (5), но дает представление коэффициента сопротивления в явном виде.

Благодарность

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

- Moody, L. F. Friction factors for pipe flow // Transactions of the ASME, Vol. 66, No. 8, 1944. pp. 671–684.
- Dunlop, E.J. WADI Users Manual. Local Government Computer Services Board. Dublin, Ireland. 1991.
- Прандтль Л. Результаты работ последнего времени по изучению турбулентности // проблемы турбулентности: Сб. переводов. М.-Л. ОНТИ СССР, 1936.
- Прандтль Л. Гидромеханика. М.: ИЛ, 1949.
- Nikuradze J. Stromungsgesetze in rauhen Rohren// VDJ Forschungsheft, 1933. №361
- Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Госэнергоиздат, 1960.
- Darcy H. et Bazin M. Recherches hydrauliques. Paris, 1865.
- Кондратьев А.С., Нья Т.Л., Швыдько П.П. Обобщение формулы Колбрука-Уайта на течения жидкости в трубе с произвольной песочной шероховатостью стенки // Фундаментальные исследования. – 2017. – № 1. – С. 74-78
- Павловский В.А. Анализ установившегося течения в круговой цилиндрической трубе с гидравлически гладкими стенками // Морские интеллектуальные технологии. 2020. № 2 (48). С. 93-98.
- Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. – 840с.
- Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука. 1974. – 711с.
- Colebrook C.F. Turbulent flow in pipes with particular reference in the transition region between the smooth and rough pipe laws// Journal Inst. Civil Engineers, 1938-1939. Febr., №4.
- Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика/ А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 299с.
- Лобанов И.Е. Теория гидравлического сопротивления в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками // Отраслевые аспекты технических наук Науч.– практ. журн.– 2012.– №4(16).– С. 4–13
- Павловский В. А. Учет шероховатости стенки для единой феноменологической модели течения вязкой жидкости при произвольных числах Рейнольдса // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на предприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. трудов. СПб.: СПб ГТУ РП, 2002. С. 11–17.
- Павловский Н.Н. Гидравлический справочник. М.: ОНТИ, 1947.
- Шевелев Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного течения в трубах. М.: Стройиздат, 1953.
- Freman J.R. Flow of water in pipes. N.Y., 1941
- Harris C. An engineering Concept of flow in pipes// Proceedings ASCE, 1949. May/ Vol 57, №5.

References

- Moody, L. F. Friction factors for pipe flow // Transactions of the ASME, Vol. 66, No. 8, 1944. pp. 671–684.
- Dunlop, E.J. WADI Users Manual. Local Government Computer Services Board. Dublin, Ireland. 1991.
- Prandtl L. Results of recent studies on the study of turbulence // problems of turbulence: Sat. translations. M.-L. ONTI USSR, 1936.
- Prandtl L. Hydromechanics. M.: IL, 1949.
- Nikuradze J. Stromungsgesetze in rauhen Rohren // VDJ Forschungsheft, 1933. No. 361
- Darcy H. et Bazin M. Recherches hydrauliques. Paris, 1865.
- Idelchik I.E. Handbook of hydraulic resistance. M.: Gosenergoizdat, 1960.
- Kondratyev A.S., Nya T.L., Shvydko P.P. Generalization of the Kolbrook-White formula for fluid flow in a pipe with arbitrary sand wall roughness // Fundamental Research. - 2017. - No. 1. - P. 74-78
- Pavlovsky V.A. Analysis of steady flow in a circular cylindrical pipe with hydraulically smooth walls. Marine intelligent technology. 2020. No. 2 (48). S. 93-98.
- Loitsyansky L.G. Mechanics of fluid and gas. M.: Bustard, 2003. -- 840s.

11. Schlichting G. Theory of the boundary layer. M.: Science. 1974.- 711s.
12. Colebrook C.F. Turbulent flow in pipes with particular reference in the transition region between the smooth and rough pipe laws // Journal Inst. Civil Engineers, 1938-1939. Febr., No. 4.
13. Altshul A.D. Hydraulics and aerodynamics / A.D. Altshul, P.G. Kiselev. M.: Stroyizdat, 1975.-- 299s.
14. Lobanov I.E. The theory of hydraulic resistance in straight round pipes with rough walls // Sectoral aspects of technical sciences Scientific - practical. Journal.– 2012.– No4 (16) .– S. 4–13
15. Pavlovsky V. A. Accounting for wall roughness for a single phenomenological model of viscous fluid flow at arbitrary Reynolds numbers // Problems of saving fuel and energy resources at enterprises and thermal power plants: interuniversity. Sat scientific labor. SPb.: SPb GTU RP, 2002. S. 11-17.
16. Pavlovsky N.N. Hydraulic reference. M.: ONTI, 1947.
17. Shevelev F.A. Study of the main hydraulic laws of turbulent flow in pipes. M.: Stroyizdat, 1953.
18. Freman J.R. Flow of water in pipes. N.Y., 1941
19. Harris C. An engineering Concept of flow in pipes // Proceedings ASCE, 1949. May / Vol 57

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Валерий Алексеевич Павловский профессор, доктор физико-математических наук, профессор кафедры Теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, 190121, e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com

Valery A. Pavlovsky professor, Dr. Sci. (Phys & Math) professor of Department of Thermophysical Basis of ship energetics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya st., 3, St. Petersburg 190121, e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com

Дмитрий Владимирович Никущенко профессор, доктор технических наук, профессор кафедры Прикладной математики и математического моделирования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, 190121, e-mail: ndmitry@list.ru

Dmitry V. Nikushchenko professor, Dr.Sci.(Tech)., professor of Department of applied mathematics and mathematical modelling, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya st., 3, St. Petersburg 190121, e-mail: ndmitry@list.ru

УДК 532.5:001.5

DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.064

Поправка на нестационарность гидродинамических полей в реологическом соотношении жидкости

В.А. Павловский¹¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Эксплуатация различного рода технических устройств, в которых реализуются течения жидкости в каналах и трубах, всегда сопровождается нестационарными гидродинамическими процессами. Однако решение задач нестационарных течений жидкостей и газов зачастую приводит к существенным погрешностям, что дает основание исследователям сомневаться в справедливости реологических соотношений, учитывающих только неоднородность гидродинамических полей, но не учитывающих их нестационарность. Для устранения этих погрешностей при решении нестационарных задач течения жидкости в каналах и трубах в работах под руководством профессора С.К.Матвеева в выражение для касательного напряжения введена поправка, содержащая производную по времени скорости жидкости. Однако обобщение этой поправки на общий случай течения в тензорном виде оказывается невозможным. Поэтому в данной работе предлагается запись выражения для всего тензора напряжений в жидкости с поправкой на нестационарность, содержащей производную скорости, которая пригодна для описания пространственных течений жидкости. Рассмотрен частный случай нестационарного течения жидкости в плоском канале в одномерной постановке при использовании этой поправки. Показано, что такая модификация реологического соотношения приводит к решениям, согласующимся с решениями С.К.Матвеева. Также эта модификация может привести к уточнениям результатов решения для некоторых задач нестационарных течений.

Ключевые слова: нестационарные течения, вязкость, реология, поправка на нестационарность, производная по времени скорости, тензорная форма записи, динамическая вязкость, касательное напряжение, разгон жидкости в канале.

Correction for non-stationary of hydrodynamic fields in the rheological relationship of liquid

Valeriy A. Pavlovsky¹¹State Marine Technical University

Abstract. The operation of various technical devices in which fluid flows in channels and pipes are realized is always accompanied by non-stationary hydrodynamic processes. However, the solution of problems of unsteady flows of liquids and gases often leads to significant errors, which gives reason to researchers to doubt the validity of rheological relations, taking into account only the heterogeneity of the hydrodynamic fields, but not taking into account their unsteadiness. To eliminate these errors in solving unsteady problems of fluid flow in channels and pipes, in the work under the guidance of Professor S.K. Matveev, a correction containing the time derivative of the fluid velocity is introduced into the expression for shear stress. However, this correction is generalized to the general case of flow in tensor form turns out to be impossible. Therefore, in this paper, we propose writing an expression for the entire stress tensor in a fluid, adjusted for non-stationarity, containing the derivative of velocity, which is suitable for describing spatial fluid flows. A special case of unsteady fluid flow in a flat channel in a one-dimensional formulation using this correction is considered. It is shown that such a modification of the rheological relation leads to solutions matching the decisions of S.K. Matveev. Also, this modification can lead to more precise results of the solution for some problems of unsteady flows.

Keywords: unsteady flows, viscosity, rheology, correction for nonstationarity, time derivative of velocity, tensor form of recording, dynamic viscosity, shear stress, liquid acceleration in a channel

При эксплуатации различного рода технических устройств, в которых реализуются течения жидкости в каналах и трубах, всегда возникают нестационарные гидродинамические процессы. Они являются причиной возникновения различного рода форм неустойчивости течения жидкостей и газов, что в результате нарушает работу технических устройств в целом. Нестационарные течения жидкостей и газов играют важную роль в биологических процессах, происходящих в живых организмах. При моделировании дыхания человека движении крови по артериям и кровеносным капиллярам важно знать закономерности ламинарного течения в каналах и трубах. Нестационарное ламинарное течение осуществляется и в системах биологических микрочипов, разработка которых активно ведется в последние годы. Эти системы предназначены для динамики работы различных органов человеческого

организма, а также адресной и точно дозированной доставки к ним лекарственных препаратов.

В современной гидродинамике для описания нестационарных ламинарных течений используются уравнения Навье-Стокса. Начало изучения нестационарных течений в каналах и трубах положил И.С.Громека [1], который рассмотрел течение в плоском канале, используя уравнение Навье-Стокса, которое в этом случае приводят к уравнению:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1)$$

В этом уравнении x, y – продольная и поперечная координаты, соответственно. Для течения в плоских каналах шириной $2h$ (рис.1), t – время, u – продольная скорость жидкой частицы, ρ – плотность, p – давление, ν – кинематическая вязкость. В левой части этого уравнения отброшено конвективное слагаемое, что связано с тем, что в нестационарных

задачах течения жидкости в каналах принимается, что влияние этого слагаемого пренебрежимо мало [2,3].

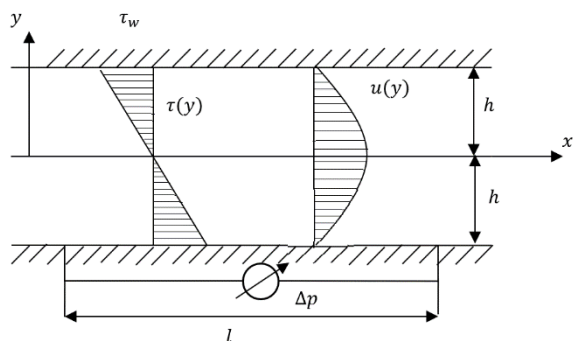


Рис.1 Схема течения в плоском канале

Решение уравнения (1) для переменного градиента давления $\frac{\partial p}{\partial x} = f(t)$ дано Громекой в общем виде. В частном случае пульсирующего течения решение содержится в монографиях [2-4]. Это решение является громоздким и содержит специальные функции – функции Бесселя разных порядков.

Для инженерных приложений применяют упрощенные методы решения нестационарных задач течения в каналах и трубах на основе одномерной гидравлической идеализации. Поскольку для этих приложений важна лишь связь между средней скоростью течения по сечению канала и градиентом давления, то уравнение (1) записанное в форме уравнения движения жидкости в напряжениях:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y}, \quad (2)$$

где τ – касательное напряжение, осредняют по площади сечения трубы [3]. В итоге после осреднения уравнение (2) приводят к обыкновенному дифференциальному уравнению 1-ого порядка:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\Delta p}{l} - \frac{\tau_w}{\rho h} \quad (3)$$

В этом виде уравнение $u = u(x,t)$ - средняя по сечению канала скорость потока, Δp – перепад давления на стенки по модулю. Величину τ_w можно выразить, согласно гипотезе квазистационарности, через коэффициент сопротивления $\lambda = \frac{8\tau_w}{\rho u^2}$, полагая, что величина τ_w имеет для нестационарного потока то же значение, что и для стационарного. Поскольку для ламинарного течения в плоском канале $\lambda = 48/Re$, где $Re = u * 2h/\nu$, то подстановка возникающего отсюда выражения $\tau_w = \frac{3\mu}{h}$ в уравнение (3) приводит к следующей квазистационарной модели одномерного нестационарного ламинарного течения жидкости в плоском канале:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\Delta p}{l} - \frac{3\nu}{h^2} u \quad (4)$$

Для задачи о разгоне жидкости в канале под действием постоянного градиента давления в уравнение (4) величина $\Delta p/l = \text{const}$ и само это уравнение можно записать в безразмерном виде, введя в рассмотрение безразмерные скорость и время:

$$v = \frac{3u}{h^2} \mu / \frac{\Delta p}{l}; \quad \tau = \frac{3t\nu}{h^2} \quad (5)$$

Тогда уравнение (4) принимает вид:

$$\frac{dv}{dt} = 1 - v, \quad (6)$$

решением которого при начальном условии $\tau = 0, v = 0$ является выражение:

$$v = 1 - e^{-\tau} \quad (7)$$

В размерном виде закон изменения средней скорости во времени при разгоне жидкости в канале имеет вид:

$$u = \frac{\Delta p}{\rho} \frac{h^2}{3\nu l} \left(1 - \exp\left(-\frac{3\nu}{h^2} t\right) \right) \quad (8)$$

При $t \rightarrow \infty$ средняя скорость принимает установившееся значение, совпадающее с выражением для средней скорости для стационарного течения Пуазейля в плоском канале [2]:

$$u_0 = \frac{\Delta p}{\rho} \frac{h^2}{3\mu} \quad (9)$$

где μ – динамическая вязкость. Однако темп приближения к установившемуся профилю Пуазейля не совпадает с темпом, полученным из точного решения уравнения (1), содержащего функции Бесселя [3]. Кривые 1 и 2 рис.2 иллюстрируют этот факт.

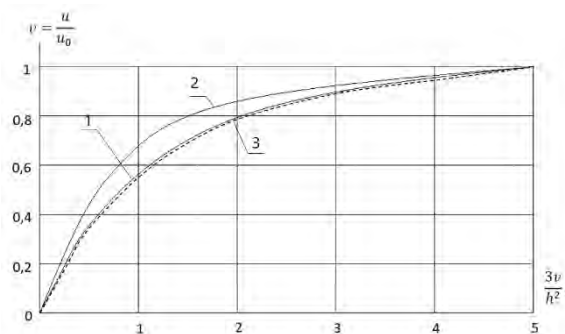


Рис.2 Динамика стремления средней скорости течения к стационарному значению u_0 ; 1- расчет для точного решения уравнения (1); 2- расчет по формуле (7); 3- расчет с поправкой Матвеева (10) на нестационарность

Аналогичное решение можно получить и для течения в круглой цилиндрической трубе [3].

Для обеспечения согласования решения для $v = v(\tau)$ с ходом кривой 1 для точного решения уравнения (1) в работах, выполненных под руководством проф. С.К.Матвеева, в выражение для касательного напряжения τ_w введена поправка, содержащая производную по времени скорости потока жидкости:

$$\tau_w = \frac{3\mu}{h} u + bh\rho \frac{du}{dt} \quad (10)$$

Безразмерный коэффициент b для задачи о разгоне жидкости из состояния покоя в плоском канале принят равным $b=0,217$ [5]. Подстановка величины τ_w согласно (10) в уравнение (3) и последующее приведение к безразмерному виду с помощью формул (5) дает уравнение:

$$(1 + b) \frac{dv}{d\tau} = 1 - v, \quad (11)$$

Решением которого является выражение:

$$v = 1 - \exp(-\tau/(1 + b)), \quad (12)$$

Расчет по этой формуле представлен на рис.2 в виде кривой 3, практически совпадающей с кривой 1 для точного решения уравнения 1.

Однако поправка на нестационарность вида $bh\rho \frac{du}{dt}$ не позволяет выполнить ее обобщение на трехмерный случай произвольного течения жидкости

общего вида и тем самым запись выражения для тензора напряжений с поправкой на нестационарность. Для обеспечения такой записи следует модифицировать реологическое соотношение ньютоновской вязкой жидкости, которое можно представить в его классической форме [4,6,7]:

$$\underline{\sigma} = -p\underline{E} + 2\mu\underline{S} + \eta(\underline{\nabla} \cdot \underline{\nabla})\underline{E} \quad (13)$$

где $\underline{\sigma}$, Па – тензор напряжений, p , Па – давление, \underline{E} – единичный тензор, $\underline{S}, \frac{1}{c}$ – тензор скоростей деформаций, $\underline{S} = \frac{1}{2}(\underline{\nabla}\underline{v} + \underline{\nabla}\underline{v}^T)$, где $\underline{\nabla}, \frac{1}{m}$ – вектор Гамильтона (набла), $\underline{v}, \frac{m}{c}$ – вектор скорости жидкой частицы, τ – символ транспонирования, μ , Па*с – динамическая вязкость, η , Па*с- вторая (объемная) вязкость. Подстановка выражения (13) в уравнение движения жидкости в напряжениях

$$\rho \frac{d\underline{v}}{dt} = \underline{\nabla} \cdot \underline{\sigma} + \rho \underline{f} \quad (14)$$

приводит к уравнению Навье-Стокса, записанному в векторном виде:

$$\rho \frac{d\underline{v}}{dt} = -\underline{\nabla}p + \mu \Delta \underline{v} + \eta \underline{\nabla}(\underline{\nabla} \cdot \underline{v}) + \rho \underline{f} \quad (15)$$

В уравнениях (14)-(15) $\rho, \frac{кг}{м^3}$ – плотность, t, c – время, $\frac{d}{dt}, \frac{1}{c}$ – оператор материальной производной, включающий в себя локальную и конвективную производные, $\Delta, \frac{1}{m^2}$ – лапласиан, $\underline{f}, \frac{m}{c^2}$ – вектор интенсивности массовых сил.

Реологическое соотношение (13) содержит операции градиента и дивергенции поля скоростей, которые характеризуют неоднородность этого поля, но не содержит производной по времени $\frac{d}{dt}$, характеризующей его нестационарность. Тем самым полагается, что нестационарность не изменяет характера поверхностных сил, действующих в жидкости по сравнению с такими силами в стационарном потоке, которые зависят только от неоднородности поля скоростей. Это дает основание исследователям сомневаться в справедливости реологических соотношений, учитывающих, только неоднородность гидродинамических полей, но не учитывающих их нестационарность [5]. Для устранения этого недостатка можно предложить ввести в реологическое соотношение Ньютона (13) поправку на нестационарность:

$$\underline{\sigma} = -p\underline{E} + \eta(\underline{\nabla} \cdot \underline{\nabla})\underline{E} + 2\mu\underline{S} + \gamma\rho \frac{\partial}{\partial t} |\underline{v}|\underline{E} \quad (16)$$

В поправке на нестационарность, включающей в себя производную по времени модуля скорости жидкой частицы, содержится феноменологическая константа $\gamma, \frac{c^2}{m}$, имеющая размерность, обратную размерности ускорения. Уравнение движения, соответствующее реологическому соотношению (16), будет иметь вид:

$$\rho \frac{d\underline{v}}{dt} = -\underline{\nabla}p + \mu \Delta \underline{v} + \eta \underline{\nabla}(\underline{\nabla} \cdot \underline{v}) + \gamma(\underline{\nabla}p) \frac{\partial}{\partial t} |\underline{v}| + \gamma\rho \frac{\partial}{\partial t} \underline{v}|\underline{v}| + \rho \underline{f} \quad (17)$$

Поправка на нестационарность гидродинамических полей представлена в

соотношении (16) в инвариантном виде, что позволяет использовать ее для любых нестационарных течений жидкости.

Используя уравнение (17) с поправкой на нестационарность, уравнение (3) для разгона жидкости в плоском канале модифицируется и принимает вид:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\Delta p}{\rho l} - \frac{\tau_w}{\rho h} - \gamma \frac{\Delta p}{\rho l} \frac{du}{dt} \quad (18)$$

Или, учитывая, что для квазистационарной постановки задачи $\tau_w = \frac{3\mu}{h}u$, имеем, после приведения этого уравнения к безразмерному виду с использованием формул (5):

$$(1 + \gamma \frac{\Delta p}{\rho l}) \frac{dv}{dt} = 1 - v \quad (19)$$

Значение феноменологической константы для воздуха можно ориентировочно принять равным $\gamma = 10c^2/m$, а для воды $\gamma = 100c^2/m$. Содержащийся в выражении безразмерный комплекс можно обозначить как:

$$P = \gamma \frac{\Delta p}{\rho l}, \quad (20)$$

тогда выражение (19) принимает вид:

$$(1 + P) \frac{dv}{dt} = 1 - v, \quad (21)$$

Это выражение внешне совпадает с выражением (11) для подставки С.К.Матвеева. На рис.3 приведен график для разгона жидкости в плоском канале, на котором кривая 1 соответствует решению с эмпирической поправкой С.К.Матвеева согласно (12), а кривые 2,3,4 соответствуют решению уравнения (21) для различных значений параметра P:

$$v = 1 - \exp(-\frac{t}{1+P}) \quad (22)$$

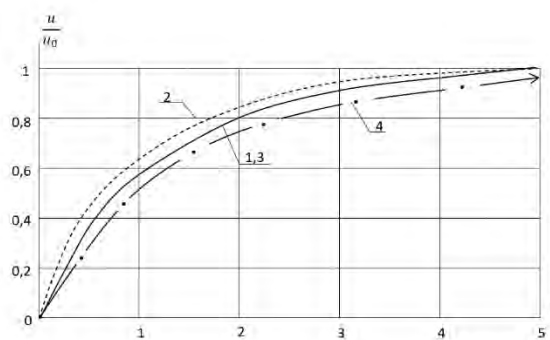


Рис.3 Динамика стремления средней скорости течения к стационарному значению u_0 ; 1-решение С.К.Матвеева; 2- $P=10^{-2}$; 3- $P=0,3$; 4- $P=1,0$

Видно, что значение средней по сечению канала скорости зависит не только от момента времени, но и от значения параметра P.

Поправка на нестационарность течения в реологическом соотношении Ньютона (16) может усовершенствовать решение произвольных задач нестационарных гидродинамических течений, что будет являться предметом последующих исследований.

Благодарность

Настоящее исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020.

Литература

1. Громека И.С. О скорости распространения волнообразного движения жидкости в упругих трубах. М.: изд.АН СССР. 1952г. – с. 172-183 (сбор.соч).
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука. 1969г. – 742с.
3. Слезкин Н.А. Динамика вязкой жидкости. М.: Гостехиздат. 1955г. – 520с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987г. – 840с.
5. Кочерыжников Г.В., Матвеев С. К. О приближенном расчете ламинарных нестационарных движений жидкости в трубах и каналах. Аэродинамика/сб.статей Санкт-Петербургский государственный университет (под ред. Р.Н.Мирошина) – СПб. 2001г.= с.148-152.
6. Эртель Г.-м. Путеводитель Прандтля по гидроаэродинамике. – М.: Ижевск: Регулятор. и хаотич. Динамика: Ин-т компьютер.исслед., 2007г. – 774с.
7. Павловский В.А., Никущенко Д.В. Вычислительная гидродинамика. Теоретические основы. Учебное пособие. – СПб.: изд-во Лань. 2018г.-368с.

References

1. S. On the propagation velocity of a wave-like fluid motion in elastic pipes. M.: published by the USSR Academy of Sciences. 1952 - with. 172-183 (collect.soch).
2. Schlichting G. Theory of the boundary layer. M.: Science. 1969 - 742s.
3. Slezkin N.A. Dynamics of a viscous fluid. M.: Gostahizdat. 1955 - 520s.
4. Loitsyansky L.G. Mechanics of fluid and gas. M.: Nauka, 1987. - 840s.
5. Kocheryzhnikov G.V., Matveev S.K. On the rigorous calculation of laminar unsteady fluid motions in pipes and channels. Aerodynamics / collection of articles St. Petersburg State University (edited by R.N. Miroshin) - St. Petersburg. 2001 = p. 144-152.
6. Ertel G.-m. Prandtl guide to hydrodynamics. - M.: Izhevsk: Regulator. and chaotic. Dynamics: Institute of Computer Research, 2007. - 774s.
7. Pavlovsky V.A., Nikushchenko D.V. Computational fluid dynamics. Theoretical basis. Tutorial. - St. Petersburg: publishing

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Валерий Алексеевич Павловский профессор, доктор физико-математических наук, профессор кафедры Теплофизических основ судовой энергетики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, 190121, e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com

Valery A. Pavlovsky professor, Dr. Sci. (Phys & Math) professor of Department of Thermophysical Basis of ship energetics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya st., 3, St. Petersburg 190121, e-mail: v.a.pavlovsky@gmail.com



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, подготовленная в соответствии с требованиями к оформлению статей – публичная оферта размещена на сайте www.morintex.ru
3. Акт экспертизы на открытую публикацию (при необходимости)
4. Лицензионный договор и акт к нему от каждого из авторов
5. Рубрикатор

Перечисленные документы (кроме акта экспертизы) могут быть переданы в редакцию по электронной почте по адресу 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»

Документы должны быть присланы по почте в адрес редакции.

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 может 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 с 2019г. 12000 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**

Архипов А.В., Рыбников Н.И.

Десантные корабли, катера и другие высадочные средства морских десантов, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2002, 280 стр.

Изложен опыт проведения морских десантных операций, их особенности, характерные черты и тенденции развития этого вида боевых действий. Рассмотрены наиболее существенные аспекты развития десантных кораблей, катеров и других высадочных средств морских десантов. Затронуты некоторые особенности проектирования десантных кораблей и возможные пути совершенствования расчетных методов.

Есть в продаже: **цена 320 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**