

Published since September 2014

Issued 2 times a year

[smi.nuos.mk.ua](http://smi.nuos.mk.ua)

Recommended for press by the Academic Council of NUOS held on 31.05.2019, protocol no. 6

LITERARY EDITORS:

Torubara V. V.,  
Mytrofanova T. B.

Desktop publishing:  
Torubara V. V.

The journal is published with the support of Marine Engineering Bureau, Zaliv Shipbuilding Design

The journal is registered in the international catalog of periodicals eLIBRARY.ru.

The electronic copy of the journal is posted to the website in the public access and stored in the national abstract database "Ukrainika Naukova" (free online access to the resources on the web server of the Vernadsky National Library of Ukraine):

<http://www.nbu.gov.ua>

The accuracy of the facts given, reliability of information, and the use of the data which is not allowed for publication in the public media are the responsibility of the authors.

The content of promotional materials is the responsibility of the advertisers.

When reprinting materials, a reference to the journal "Shipbuilding and Marine Infrastructure" is required.

The journal is registered in the Ministry of Justice of Ukraine

State Registration Certificate:  
CV No. 20886-10686 R  
dated 12.08.2014

## RESEARCH AND PRODUCTION, POPULAR SCIENCE PUBLICATION

**Founders:** Academy of Shipbuilding Sciences of Ukraine, International Academy of Marine Science, Technology and Innovation, and Admiral Makarov National University of Shipbuilding

**Publisher:** Admiral Makarov National University of Shipbuilding

# SHIPBUILDING & MARINE INFRASTRUCTURE

СУДОСТРОЕНИЕ И МОРСКАЯ ИНФРАСТРУКТУРА

№2 (10) 2018

### EDITORIAL BOARD

**Serbin S. I.**, Doctor of Technical Sciences, Chief Editor

**Blintsov V. S.**, Deputy Chief Editor;

**Torubara V. V.**, Secretary of the Editorial Board;

**Kostyrko T. M.**, Head of Bibliometrics and Scientometrics Sector.

**Niekrasov V. O.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Bondarenko O. V.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor;

**Zhukov Yu. D.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Zaitsev V. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Korostylov L. I.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Rashkovskiy O. S.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Shchedrolosiev O. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Ehorov O. H.**, PhD in Technical Sciences, Marine Engineering Bureau, Odessa

**Kvasnytskyi V. F.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Dubovyi O. M.**, Doctor of Technical Sciences, Professor.

**Tkach M. R.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Burdun Ye. T.**, PhD in Technical Sciences, Professor.

**Trushliakov Ye. I.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Radchenko N. I.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Tymoshevskiy B. H.**, Doctor of Technical Sciences, Professor.

**Shevtsov A. P.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Dymo B. V.**, PhD in Technical Sciences, Professor.

**Pavlov H. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of Research and Education Institute of Automatics and Electrical Engineering of NUS,

**Riabenkyi V. M.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Tymchenko V. L.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Hordieiev B. M.**, Doctor of Technical Sciences, Professor.

**Prykhodko S. B.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,

**Chernov S. K.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Ushkats M. V.**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor;

**Kharytonov Yu. M.**, Doctor of Technical Sciences, Professor;

**Haida A. Iu.**, PhD in Technical Sciences

**Irtyshecheva I. O.**, Doctor of Economics, Professor,

**Parsiak V. N.**, Doctor of Economics, Professor;

**Rohov H. K.**, Doctor of Economics, Professor.

**Marina B. Solesvik**, Doctor of Economics, Professor.

**Hanna V. Efimova**, Doctor of Economics, Professor.

**Trokhymenko H. H.**, PhD in Biology,

**Markina L. M.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor.

**Horbov V. M.**, PhD in Technical Sciences, Professor,

**Hal A. F.**, PhD in Technical Sciences, Professor.

*Members of Ukrainian organisations:*

**Hrinchenko V. T.**, Academician of NAS of Ukraine, Institute of Fluid Mechanics of NAS of Ukraine, Kyiv;

**Kosoi B. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa;

**Khmelnik M. H.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa;

**Kryvtsun I. V.**, Academician of NAS of Ukraine, E.O. Paton Electric Welding Institute, Kyiv;

**Lebediev V. O.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, E.O. Paton Electric Welding Institute, Kyiv;

**Miusev M. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Maritime Academy, Odessa;

**Panin V. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, State University of Infrastructure and Transport, Kyiv ;

**Rudenko S. V.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Maritime University, Odessa.

*Foreign scientists:*

**Tadeusz Bohdal**, Doctor of Technical Sciences, Koszalin University of Technology, (Koszalin, the Republic of Poland);

**Zili Wang**, Professor, Nanjing University of Science and Technology (Zhanjiang, People's Republic of China);

**Xia Guihu**, Professor, Harbin Engineering University (Harbin, People's Republic of China);

**Aleksander Andrzej Stachel**, Professor, West Pomeranian University of Technology (Szczecin, the Republic of Poland);

**Khvedelidze P. G.**, Professor, Batumi Navigation Teaching University (Batumi, Georgia);

**Marek Dzida**, Professor, Gdańsk University of Technology (Gdańsk, the Republic of Poland);

**Lech Rowinski**, Professor, Gdańsk University of Technology (Gdańsk, the Republic of Poland).

Видається з веренся 2014 р.,  
виходить 2 рази на рік  
[smi.nuos.mk.ua](http://smi.nuos.mk.ua)

Рекомендовано до друку  
Вченою радою НУК  
імені адмірала Макарова  
31.05.2019, протокол №6

ЛІТЕРАТУРНІ РЕДАКТОРИ:

Торубара В. В.,  
Митрофанова Т. Б.

Комп'ютерне верстання  
Торубара В. В.

Журнал видається  
за підтримки  
Морського інженерного  
бюро,  
Zaliv Shipbuilding Design

Журнал зареєстровано  
у міжнародному каталозі  
періодичних видань  
[eLIBRARY.ru](http://eLIBRARY.ru)

Електронна копія  
журналу у відкритому доступі  
розміщується на сайтах, а  
також зберігається  
в загальнодержавній  
реферативній базі  
даних «Україніка наукова»  
(вільний онлайнний доступ  
до ресурсів на Web-сервері  
Національної бібліотеки  
України ім. В.І. Вернадського):  
<http://www.nbu.gov.ua>

За точність наведених фактів,  
достовірність інформації,  
а також використання  
відомостей, що не підлягають  
публікації у відкритій пресі,  
відповідальність несуть автори

**Відповідальність за зміст  
реklamних матеріалів несуть  
рекламодавці**

**За умов передруку  
матеріалів, посилання  
на журнал  
«Суднобудування  
та морська інфраструктура»  
обов'язкове**

Журнал зареєстровано  
у Міністерстві юстиції України  
Свідоцтво про реєстрацію  
Серія КВ №20886-10686 Р  
від 12.08.2014 р.

## НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ Й НАУКОВО-ПОПУЛЯРНЕ ВИДАННЯ

ЗАСНОВНИКИ:

Академія наук суднобудування України  
Міжнародна академія морських наук, технологій й інновацій  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

ВИДАВЕЦЬ:

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

# SHIPBUILDING & MARINE INFRASTRUCTURE

СУДОСТРОЕНИЕ И МОРСКАЯ ИНФРАСТРУКТУРА

№2 (10) 2018

РЕДАКЦІЙНА КОЛЛЕГІЯ

**Сербін С. І.** — д.т.н., проф., головний редактор

**Блінцов В. С.** — заступник головного редактора

**Торубара В. В.** — секретар редакційної колегії

**Костирко Т. М.** — голова сектору бібліометрії та наукометрії

**Нєкрасов В. О.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Суднобудування»

**Бондаренко О. В.** — к.т.н., доц.

**Жуков Ю. Д.** — д.т.н., проф.

**Зайцев В. В.** — д.т.н., проф.

**Коростильов Л. І.** — д.т.н., проф.

**Рашковський О. С.** — д.т.н., проф.

**Щедролосєв О. В.** — д.т.н., проф.

**Єгоров О. Г.** — к.т.н., доц., Морське інженерне бюро, м. Одеса

**Квасницький В. Ф.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Матеріалознавство»

**Дубовий О. М.** — д.т.н., проф.

**Ткач М. Р.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Прикладна механіка»

**Бурдун Є. Т.** — к.т.н., проф.

**Радченко М. І.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор

**Трушляков Є. І.** — к.т.н., проф. НУК

**Тимошевський Б. Г.** — д.т.н., проф.

**Шевцов А. П.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Теплоенергетика»

**Димо Б. В.** — к.т.н., проф.

**Павлов Г. В.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

**Рябенський В. М.** — д.т.н., проф.

**Тимченко В. Л.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

**Гордєєв Б. М.** — д.т.н., проф.

**Приходько С. Б.** — д.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Комп'ютерні науки та інформаційні технології»

**Чернов С. К.** — д.т.н., проф.,

**Ушкаєв М. В.** — д.т.н., доцент

**Харитонов Ю. М.** — д.т.н., проф.

**Гайда А. Ю.** — к.т.н.

**Іртішєва І. О.** — д.е.н., проф., відповідальний редактор секції «Економіка та менеджмент»

**Парсяк В. Н.** — д.е.н., проф.,

**Рогов Г. К.** — д.е.н., проф.

**Солєсєвік М. Б.** — проф., Бізнес-школа Північного університету, Норвегія

**Єфімова Г. В.** — д.е.н., доц., завідувач кафедри економічної політики та безпеки НУК

**Трохименко Г. Г.** — д.б.н., доц., відповідальний редактор секції «Технології захисту навколишнього середовища»

**Маркіна Л. М.** — к.т.н., доц.

**Горбов В. М.** — к.т.н., проф., відповідальний редактор секції «Історія суднобудування»

**Галь А. Ф.** — к.т.н., проф. НУК

*Співробітники організації України:*

**Грінченко В. Т.** — академік НАН України, Інститут гідромеханіки НАН України, м.Київ

**Косой Б. В.** — д.т.н., проф. Одеська національна академія харчових технологій

**Хмельнюк М. Г.** — д.т.н., проф. Одеська національна академія харчових технологій

**Кривцун І. В.** — академік НАН України, Інститут електроварування імені Є. О. Патона, м.Київ

**Лебєдєв В. О.** — д.т.н., проф. Інститут електроварування ім. Є.О. Патона;

**Міносєв М. В.** — д.т.н., проф., Одеська національна морська академія, м. Одеса

**Паніні В. В.** — д.т.н., проф. Державний університет інфраструктури та транспорту (м. Київ)

**Руденко С. В.** — д.т.н., проф., Одеський національний морський університет

*Зарубіжні вчені:*

**Бохдаль Т. (Tadeusz Bohdal)** — д.т.н., проф. Кошалінський технологічний університет (м. Кошалін, Польща)

**Жили Вонг (Zili Wang)** — проф., Університет науки і технологій провінції Цзянсу, м. Чженьцзян, КНР

**Ся Гуйхуа (Xia Guihua)** — проф., Харбінський інженерний університет, м. Харбін, КНР

**Стахель А. (Aleksander Andrzej Stachel)** — проф., Західно-померанський технологічний університет (м. Щецин, Польща)

**Хведєлідзе П. Г.** — проф., Батумський навігаційно-навчальний університет, м. Батумі, Грузія

**Дзіда М. (Marek Dzida)** — проф., Гданська Політехніка, м. Гданськ, Польща

**Ровінські Л. (Lech Rowinski)** — проф., Гданська Політехніка, м. Гданськ, Польща

- Андреев А. А., Андреева М. А.** Історія створення та загальна характеристика рудовозів-контейнеровозів типу «Капитан Панфилов» (проект 1592) **4**
- Mytrofanov O. S.** Analysis of the development and current state of the use of power plants based on pneumatic engines **14**
- Yastreba O. P.** Method for determination of escort tugs main dimensions and characteristics at conceptual design stage **27**
- Курьченко К. В., Yahlytskyi Yu. K., Shchedrolosiev O. V.** Methods of improvement of the design and construction technology of composite docks **36**
- Егоров А. Г.** Исследование состава флота речных круизных пассажирских судов **48**
- Стукаленко О. М., Василець Д. І.** Математична модель утримання стріли стрілового крана після обриву троса **63**
- Егоров Г. В., Ильницкий И. А., Егоров А. Г., Черников Д. В.** Концепт железнодорожного паромо-газохода для особых зон по контролю выбросов окислов азота и серы **70**
- Іванчук Я. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Коц І. В., Севостьянов І. В.** Математичне моделювання технологічного процесу завантаження судна вібраційним конвеєром **81**
- Трунин К. С.** Определение дополнительного натяжения троса при ударе постороннего подводного объекта по буксирному тросу в произвольном месте **93**
- Korol Yu. M., Bodnarchuk J. S.** Stern profiled recess efficiency for reducing the water resistance of high-speed vessels **107**
- Sokolyk M. G., Tymoshenko V. F.** Research of work of the rotting screw on the basis unsteady theory of a lifting surface **111**
- Burunina Z. Yu., Aloba L. T., Korytskyi V. I., Sirivchuk A. S., Voitasyk A. M., Klochkov A. P.** Experimental study of group control laws for an autonomous unmanned underwater vehicle as a group agent **120**
- Блінцов О. В., Соколов В. В.** Синтез імітаційної моделі динаміки просторового руху безекіпажної підводної буксированої системи як об'єкта керування **131**
- Hrudinina H. S.** Mathematical modeling of an autonomous uninhabited underwater vehicle dynamics with propeller in the rotary nozzle **144**
- Верещага Е. Н., Костюченко В. И.** Влияние ёмкости на устойчивость горения дуги в технологических процессах металлообработки **154**
- Лебедев В. А., Жук Г. В., Драган С. В., Симутенков И. В., Новиков С. В.** Математическое обоснование дозированной импульсной подачи электродной проволоки при механизированной сварке в защитных газах **163**
- Lebedev V. O., Solomiichuk T. G., Novykov S. V.** The influence of weld pool harmonic oscillations by frequency up to 4.5 Hz onto the metal structure formation of weld bead and heat affected zone **173**
- Dubovoy A. N., Makruha T. O., Chechel O. V.** The increasing of the thermal stability of the crushed substructure of steels **178**
- Івіцький І. І.** Інтелектуальні полімерні композиційні матеріали в суднобудуванні **188**
- Kostin O. M., Gladchenko D. S.** The impact of hafnium addition on the properties of heat-resistant nickel alloy SM104 **193**
- Нечась В. П., Рязанцев А. О.** Дослідження можливості плазмово-механічної обробки деталей обладнання для суднобудування **199**
- Мирчук И. А.** Безгалогенные композиции для кабельно-проводниковой продукции: преимущества, недостатки и особенности применения **204**
- Bugaenko B. V., Buturlia Ye. A., Kvasnitskiy V. V., Kvasnitskiy V. F., Korzhik V. N.** The application of nanostructural foil for diffusion welding of composite based on aluminum alloy 6061 containing 55 % SiC **214**
- Барабаш О. В.** Упровадження системи екологічного менеджменту на підприємствах як інструмент забезпечення екологічної безпеки агломерацій **222**
- Наумук О. В., Прокоф'єв Є. Г., Сіциліцин Ю. О., Чорна А. В., Корецький О. С.** Розробка програмного засобу для прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми **227**
- Борцов А. С., Шевцов А. П.** Снижение массогабаритных показателей контактного конденсатора за счет повышения эффективности влагоотделения **234**
- Кузнецов В. В., Кузнецов Г. В.** Оценка теплогидравлической эффективности профилирования оребренных поверхностей судовых утилизационных котлов **245**
- Коробко В. В.** Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій **252**
- Полищук В. А., Николаев А. Л., Боду С. Ж., Билошапка В. С.** Разработка элементной базы термосиловых приводов для технологического оборудования **262**
- Зинченко С. Г.** Повышение эффективности транспортных комплексов в условиях дерегуляции грузовых и пассажирских потоков **270**

## ON PUBLICATION OF THE MATERIALS, PLEASE CONTACT:

Room 459, 9 Heroiv Ukrainy Ave, Mykolaiv, Ukraine, 54025, e-mail: editor@smi.nuos.mk.ua.

Primary Contact: Tetiana B. Mytrofanova. Submitted materials are reviewed



**Andriy  
A. Andreev**  
Андрєєв  
Андрій  
Адольфович

УДК 629.544

## **HISTORY OF DEVELOPMENT AND GENERAL CHARACTERISTICS OF ORE CARRIER -CONTAINER VESSEL'S TYPE "CAPITAN PANFILOV" (PROJECT 1592)**

**ІСТОРІЯ СТВОРЕННЯ ТА ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА  
РУДОВОЗІВ-КОНТЕЙНЕРОВОЗІВ  
ТИПУ «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» (ПРОЕКТ 1592)**

**DOI 10.15589/SMI20180201**

**Andriy A. Andreev**

А. А. Андрєєв, канд. техн. наук, доц.  
andreev.cme@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1095-0398

**Mariya A. Andreeva**

М. А. Андрєєва, студентка  
mariya\_andreeva@ukr.net

ORCID: —



**Mariya  
A. Andreeva**  
Андрєєва  
Марія  
Андріївна

*Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson*  
*Херсонська філія Національного університету кораблебудування*  
*імені адмірала Макарова, м. Херсон*

**Abstract.** The preconditions of the 1592 project specialized Arctic ore carrier -container vessel's creation and the peculiarities of its designing at the Nikolaev Central Design Bureau «Chernomorsudoproekt» are presented in this article. The history of these ships construction at the Kherson shipyard and the history of ships' further operation are given. The detailed technical description of the vessel is given.

**Keywords:** bulk carrier; ore carrier-container vessel; the history of shipbuilding; ship-specification; project 1592.

**Анотація.** Наведені передумови створення спеціалізованого арктичного рудовоза-контейнеровоза проекту 1592 та особливості його проектування у Миколаївському Центральному конструкторському бюро «Черноморсудопроєкт». Розглянута історія побудови суден на Херсонському суднобудівному заводі та їх подальшої експлуатації. Подано детальний технічний опис судна.

**Ключові слова:** балкер; рудовоз-контейнеровоз; історія суднобудування; суднова специфікація; проект 1592.

**Аннотация.** Приведены предпосылки создания специализированного арктического рудовоза-контейнеровоза проекта 1592 и особенности его проектирования в Николаевском Центральном конструкторском бюро «Черноморсудопроект». Рассмотрена история постройки судов на Херсонском судостроительном заводе и их дальнейшей эксплуатации. Подано подробное техническое описание судна.

**Ключевые слова:** балкер; рудовоз-контейнеровоз; история судостроения; судовая спецификация; проект 1592.

### **Передумови створення спеціалізованого арктичного рудовоза-контейнеровоза**

На початку 70-х років ХХ ст. у Мурманському морському пароплаванні (ММП) істотно зросли обсяги вантажних перевезень на Дудинській лінії. У цьому напрямку, як правило, транспортували генеральні вантажі (400–500 тис. т), а у зворотному — в Кандалакшський та Мурманський порти — норильську руду, перевезення якої незабаром досягло вже 1500 тис. т. У зв'язку із цим виникла нагальна потреба будівництва спеціалізованих суден для перевезення навалювальних вантажів, щоб забезпечити

зростаючі обсяги перевезень на лініях Дудинка–Мурманськ–Дудинка та Дудинка–Архангельськ–Дудинка, що зв'язували Норильський гірничо-металургійний комбінат з Мончегорським мідно-нікелевим комбінатом «Североникель» і Заполярним гірничо-металургійним комбінатом «Печенганикель» на Кольському півострові, оскільки сировинна база останніх на той час суттєво вичерпалася. Стислі терміни арктичної навігації, суворі погодні умови, особливості рудних концентратів норильського родовища робили малоефективним використання звичайних універсальних

суден і вуглеродовозів без льодових підкріплень. Аналіз вантажопотоку на цих напрямках показав, що для їхнього обслуговування необхідні судна типу рудовоз-контейнеровоз, здатні однаково ефективно забезпечувати як вивезення руди, так і постачання в північні порти.

### Особливості проекту 1592

Технічний проект такого рудовоза-контейнеровоза (проект 1592 типу «Норильск») розробили конструктори Миколаївського ЦКБ «Чорноморсудопроєкт» (головний конструктор Володимир Анатолійович Панков) [1, 2]. Під час його створення особлива увага приділялася питанням зниження трудомісткості та підвищення економічної ефективності побудови судна. Велика роль у вирішенні цього завдання відводилася міжпроектній уніфікації з контейнеровозами проекту 1597 типу «АЛЕКСАНДР ФАДЕЕВ» (рис. 1), що будувалися на Херсонському суднобудівному заводі (ХСЗ) на тих же стапельних позиціях. Міжпроектна уніфікація, перш за все, стосувалася кормового краю, машинного відділення (МВ) і надбудови, причому комплектація МВ практично не змінилася, за винятком окремих механізмів, застосування яких було викликано особливостями умов і району експлуатації судна. Унаслідок значного збільшення об'єму баластних цистерн і зниження розрахункової температури зовнішнього повітря на рудовозі-контейнеровозі проекту 1592 передбачалося встановлення двох більш потужних баластних насосів і допоміжного котла (ДК) більшої паропродуктивності (котел КАВ 2,5/7 паропродуктивністю 2,5 т/год замінений котлом КВВА 4,5/7 паропродуктивністю 4,5 т/год). Вантажний, шлюпковий, швартовно-буксирний пристрої та обладнання приміщень були уніфіковані повністю.

У результаті всіх доопрацювань було створено судно завдовжки 146,2 м, завширшки 20,6 м, водотоннажністю 20165 т, дедвейтом 14631 т. Як головний двигун (ГД) конструктори застосували дизель потужністю 4487 кВт (6100 к. с.), що забезпечував швидкість 14,5 вуз. Хоча головним призначенням судна було транспортування навалювальних вантажів Норильського гірничо-металургійного комбінату (в першу чергу, файнштейну – сировини для виробництва нікелю й міді) та різних руд, проте ціла низка вбудованих пристосувань дозволяла здійснювати перевезення також зерна, добрив і контейнерів міжнародного стандарту в кількості 345 шт. у трюмах та на верхній палубі (ВП). Виникли умови для завантаження його в прямому і зворотному рейсах на основних лініях (на Дудинку судно повинне було постачати контейнери, а у зворотному напрямку — руду та порожні контейнери, що практично усувало баластні переходи), а також ефективного використання судна на інших напрямках після завершення арктичної навігації.

У трюмах, обладнаних під важку руду, були подвійні борти, що виключали примерзання вантажу до суднового набору за низьких температур. Розміри вантажних люків, прийнятих з урахуванням перевезення стандартних контейнерів, створювали оптимальні умови для проведення вантажних операцій. З метою поліпшення техніки безпеки роботи суднового екіпажу під час складних погодних умов Крайньої Півночі під палубою лівого борту конструктори передбачили коридор для проходу екіпажу з кормової надбудови в приміщення, розташовані в носі, а також для прокладання електротрас і трубопроводів.



Рис. 1. Контейнеровоз «АЛЕКСАНДР ФАДЕЕВ» (проект 1597)

### Історія побудови та експлуатації рудовозів-контейнеровозів типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ»

На початку листопада 1975 р., на місяць раніше, ніж встановлено графіком, було здано в експлуатацію головне судно проекту 1592 «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» (рис. 2), що мало номер 7630139 Міжнародної Морської Організації (ІМО). Протягом 1975–1981 років при будівництві даної серії рудовозів-контейнеровозів з 11 суден [3, 4] на ХСЗ повною мірою використовувалися передові на той час технології та організації виробництва, широко застосовувалися агрегування механізмів, панельний спосіб монтажу трубопроводів тощо.

Майже всім суднам проекту 1592 давали назви на честь капітанів, що відіграли важливу роль у розвитку морського транспорту й арктичного судноплавства, серед них Ф. Д. Панфілов, М. І. Хромцов, О. І. Дубінін, П. Г. Іжмяков, І. П. Мещеряков, С. В. Гудін, Юстас Палецькіс та ін. Багато хто з них загинув у роки Другої світової війни, будучи капітанами на судах, що здійснювали рейси у водах Заполяр'я та постачали військам боєприпаси і провізію, вивозили поранених (з-поміж них П. Г. Іжмяков, М. І. Хромцов, С. В. Гудін).

Перші вісім рудовозів-контейнеровозів проекту 1592, як і передбачалося, поповнили склад ММП, що дозволило вперше забезпечити вивезення руди з Дудинки виключно своїм вантажним флотом, без залучення орендованих суден інших пароплавств. У зимову навігацію ці рудовози-контейнеровози активно використовувалися на трансатлантичній Канадській лінії (Арктик-лайн) — між портами Європи, східного узбережжя Канади та США. У 1977 р. свій перший такий рейс виконав «КАПИТАН ПАНФИЛОВ», перевізши контейнери з Гамбурга у Нью-Йорк.

У процесі подальшої експлуатації було виявлено суттєві недоліки рудовозів-контейнеровозів проекту 1592 як балкерів для північних широт. Пов'язано це з недостатньою потужністю ГД (викликану вна-

слідок міжпроектної уніфікації з контейнеровозом типу «АЛЕКСАНДР ФАДЕЕВ», який мав дедвейт лише 5510 т), що ускладнювало керування судном, особливо у льодовому каналі. Крім того, у цих суден була недостатня льодова міцність корпусу (клас Л1 за Правилами Морського Регістру СРСР), а також завищена осадка (9,42 м), що не дозволяла їм проходити Єнісейським фарватером у повному вантажу [5].

Ще одним недоліком балкерів типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ», пов'язаним із застосуванням на них надбудови контейнеровозів типу «АЛЕКСАНДР ФАДЕЕВ», стало те, що каюти, розташовані на нижній палубі, були за умов непотоплюваності з глухими ілюмінаторами. Як результат, перебування екіпажу в цих каютах у теплий період року, не зважаючи на наявність системи цілорічного кондиціонування повітря, виявилось некомфортним.

Через відсутність бортових кілів судна мали стрімку та різку бортову хитавицю під час шторму, за що моряки назвали новобудову «тридцять п'ять на тридцять п'ять», натякаючи, що при хвилюванні судно валилося в крен за 30° [6].

Ураховуючи ці обставини, всі рудовози-контейнеровози проекту 1592 були згодом (1980–1982 рр.) передані Литовському Морському Пароплавству (ЛитМП), а для останніх трьох суден проекту 1592, які будувалися на ХСЗ, портом приписки зразу була визначена Клайпеда. У ЛитМП більшу частину часу вони експлуатувалися на трансатлантичних лініях, зокрема здійснювали багато рейсів на Кубу з вантажем поташу (калійна сіль, що призначена для виготовлення добрив), а на зворотному напрямку везли на Балтику цукор. Окрім цього транспортували метал із Клайпеди на Росток і зерно з Америки, Канади та Європи до балтійських портів СРСР.

Як видно з табл. 1, рудовози-контейнеровози типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» знаходилися в експлуатації у середньому до 30 років, що свідчить про достатньо високу якість як проекту, так і будівництва цих суден.



Рис. 2. Рудовоз-контейнеровоз «КАПИТАН ПАНФИЛОВ»

Таблиця 1. Рудовози-контейнеровози проекту 1592, побудовані на Херсонському суднобудівному заводі [2, 3, 4]

№ з/п	Номер замовлення	Назва судна	Номер ІМО	Замовник	Дата закладання	Дата здавання	Відповідальний за здавання судна	Подальша історія судна (дата перейменування)
1	1701	«КАПИТАН ПАНФИЛОВ»	7630139	ММП	14.04.1975	10.11.1975	В. Л. Пауков	Переданий ЛитМП (1981); «КАРІТОНАС PANFILOV» (06.02.1992); «КАРІТОНАС DAUGELA» (19.09.1995); «FORT GEORGE» (09.06.2000); у першому кварталі 2009 р. продано на металобрухт в Індію за ціною 250 \$ США/т; списано 26.04.2009
2	1702	«КАПИТАН РЕУТОВ»	7630141	ММП	25.12.1975	15.06.1976	Є. Д. Крижановський	Переданий ЛитМП (1982); «КАРІТОНАС REUTOV» (17.01.1992); «КАРІТОНАС DAUGIRDAS» (22.08.1996); «BELIZE CITY» (27.06.2001); інформація про сучасний стан відсутня
3	1703	«КАПИТАН ХРОМЦОВ»	7642534	ММП	31.05.1976	28.12.1976	В. Л. Пауков	Переданий ЛитМП (1980); «КАРІТОНАС CHROMCOV» (02.05.92); «КАРІТОНАС SIMKUS» (08.05.97); «ARWEX» (06.03.07); у грудні 2011 р. продано на металобрухт в Аланг (Індія); списано 01.01.2012
4	1704	«КАПИТАН ДУБІНИН»	7645134	ММП	20.12.1976	19.06.1977	М. М. Співак	Переданий ЛитМП (1980); «КАРІТОНАС DUBININ» (19.02.1992); «КАРІТОНАС SEVCENKO» (14.08.1996); «MAYA LAND» (14.07.2001); у травні 2012 р. продано на металобрухт в Аланг; списано 24.05.2012
5	1705	«КАПИТАН ІЖМЯКОВ»	7646592	ММП	12.05.1976	06.11.1977	В. Л. Пауков	Переданий ЛитМП (1980); «КАРІТОНАС IZMIAKOV» (06.02.1992); «КАРІТОНАС MARCINKUS» (02.06.1996); «GRONX» (16.03.2006); у другому кварталі 2009 р. продано на металобрухт в Індію за ціною 220 \$ США/т; списано 05.06.2009
6	1706	«КАПИТАН МЕЩЕРЯКОВ»	7733474	ММП	10.12.1977	22.06.1978	М. М. Співак	Переданий ЛитМП (1981); «КАРІТОНАС MESCERIAKOV» (14.03.1992); «КАРІТОНАС ANDZEJAUSKAS» (28.07.1996); «SURF» (05.03.2006) у жовтні 2009 р. продано на металобрухт у Кітай; списано 20.06.2009
7	1707	«КАПИТАН ГУДИН»	7740972	ММП	19.05.1978	29.11.1978	В. Л. Пауков	Переданий ЛитМП (1982); «КАРІТОНАС GUDIN» (22.01.1992); «КАРІТОНАС KAMINSKAS» (11.09.1995); «IREEX» (20.08.2007); у третьому кварталі 2010 р. продано на металобрухт в Індію за ціною 475 \$ США/т; списано 07.03.2011
8	1708	«КАПИТАН ВАВИЛОВ»	7828621	ММП	10.02.1979	18.09.1979	М. М. Співак	Переданий ЛитМП (1981); «КАРІТОНАС VAVILOV» (19.02.1992); «КАРІТОНАС DOMEIKA» (22.11.1995); «ICJ VENTURE» (21.11.2007); списано 13.02.2011
9	1709	«ИВАН НЕСТЕРОВ»	7831109	ЛитМП	18.09.1979	28.02.1980	В. Л. Пауков	«КАРІТОНАС А. ЛУСКА» (03.12.1991); «QUANTUM» (21.04.2007); «LA PROVIDENCE» (23.06.2009); списано 05.2011
10	1710	«КАПИТАН СТУЛОВ»	7832983	ЛитМП	31.03.1980	29.09.1980	М. М. Співак	«КАРІТОНАС STULOV» (08.02.1992); «КАРІТОНАС SERAFINAS» (23.09.1997); «URMIX» (30.04.2007); у другому кварталі 2010 р. продано на металобрухт у Кітай за ціною 357 \$ США/т; списано 24.06.2010
11	1711	«ЮСТАС ПАЛЕЦКІС»	7942829	ЛитМП	16.05.1980	30.05.1981	В. Л. Пауков	«КАРІТОНАС STULPINAS» (29.12.1991); «MINA» (10.05.2008); у другому кварталі 2009 р. продано на металобрухт в Індію; списано 11.06.2009

## Опис рудовоза-контейнеровоза «КАПИТАН ПАНФИЛОВ»

**Призначення та основні характеристики судна.** Рудовоз-контейнеровоз «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» проекту 1592 (рис. 3) спроектовано у ЦКБ «Чорноморсудопроект» (м. Миколаїв) та побудовано на ХСЗ [7, 8].

Тип судна — одногвинтовий однопалубний теплохід з мінімальним надводним бортом, подовженим баком, кормовим розташуванням МВ і житлової надбудови, похилим форштевнем та крейсерською кормою. Вантажний простір розділено на шість трюмів із центральними люками.

Судно спроектовано як балкер широкої спеціалізації, при цьому можливе повне використання його вантажопідйомності для випадків перевезення вантажів із широким діапазоном питомо-вантажних об'ємів (від 0,36 до 1,40 м<sup>3</sup>/т): різних руд, вугілля, добрив, залізрудних концентратів, зерна тощо. Гарантується також безпечне перевезення сипучих вантажів за будь-яких погодних умов без встановлення додаткового обладнання (шифтингів, живильників).

Конструкція трюмів і люків дозволяє транспортувати 345 20-футових стандартних контейнерів ISO, з них 90 — на палубі.

Район плавання судна — необмежений, в основному в помірних і північних широтах.

На момент побудови судно мало клас Регістру КМ★Л1□А2 (для перевезення навалювальних вантажів) та відповідало всім основним конвенційним правилам і нормам, діючим на той час.

Основні характеристики судна наведені нижче.

Довжина:

найбільша 145,4 м

між перпендикулярами 134,0 м

Ширина за мідель-шпангоутом 20,6 м

Висота борту 12,9 м

Осадка по вантажну марку 9,42 м

Валова місткість 10125 рег. т

Водотоннажність у повному

вантажу з повними запасами 20165 т

Дедвейт 14550 т

Об'єм вантажних трюмів 16930 м<sup>3</sup>

Характеристики вантажних трюмів подано у табл. 2.

Перевезення важких руд і рудних концентратів з питомо-завантажувальним об'ємом 0,36...1,00 м<sup>3</sup>/т здійснюється в певних вантажних трюмах для підвищення центра ваги вантажу та отримання сприятливих періодів хитавиці. Руда питомо-завантажувальним об'ємом 0,36...0,40 м<sup>3</sup>/т вміщується в трюми № 2 та 5 (див. рис. 3), які обладнані подвійними

Таблиця 2. Характеристики вантажних трюмів

Номер трюму	Розміри трюму, м			Вантажний об'єм, м <sup>3</sup>	Місткість контейнерів TEU, шт.
	довжина	ширина	висота		
1	8,5	18,0	8,9	1150	15
2	15,3	18,0	7,6	2290	40
3	15,3	18,0	7,8	3420	50
4	15,3	18,0	7,7	3440	50
5	15,3	18,0	8,4	3200	50
6	16,0	18,0	6,9	3430	50
Загалом:				16930	255

бортами. Наявність другого борту виключає примерзання вантажу до суднового набору в умовах низьких температур Крайньої Півночі. Об'єми, які утворені підпалубними днищевими укосами та подвійними бортами, використовуються для розміщення баласту, що забезпечує оптимальні мореплавні якості судна в умовах баластних переходів.

Загальна контейнерна місткість вантажних трюмів складає 255 шт. Контейнери в трюмах № 1, 3, 4, 5, 6 перевозяться в п'ять ярусів заввишки, в трюмі № 2 — у чотири яруси. У всіх трюмах, окрім першого, контейнери укладаються в два ряди завдовжки й по п'ять штук завширшки судна, в першому трюмі — в один ряд завдовжки й в три завширшки. Одночасно 90 контейнерів можуть транспортуватися на люкових кришках у два яруси заввишки на люках № 3, 4, 5, 6 та в один ярус на люку № 2 з тим же укладанням завдовжки та завширшки, що й у трюмах (рис. 4). Середнє завантаження 20-футових контейнерів у трюмах і на палубі дорівнює 12 т.

Передбачено місткості для зберігання таких суднових запасів: малов'язке (дизельне) паливо (МВП) — 250 т; високов'язке паливо (ВВП) — 780 т; лубрикаторне масло — 40 т; котельна вода — 43 т; прісна вода — 136 т.

**Характеристика корпусу судна.** Корпус і надбудова судна повністю зварні. Система набору корпусу змішана: ВП, друге дно, днище, частина бортів у районі підпалубних цистерн виконані за подовжньою системою; борти, скулові та бортові цистерни, палуба бака, нижня палуба, платформи і краї корпусу мають поперечний набір.

Усі корпусні конструкції виготовлені з низьколегованої сталі марки 09Г2 із межею текучості 300 МПа та вуглецевої сталі марок ВСт3Сп2 і ВСт3Сп4 із межею текучості 240 МПа. Для відливок ахтерштевня використана сталь 08ГДНФЛ. Усі названі марки сталі добре працюють в умовах низьких температур.

З метою підвищення технологічності, а також у зв'язку з впровадженням на ХСЗ автоматизованої лінії з виробництва площинних секцій для будівни-



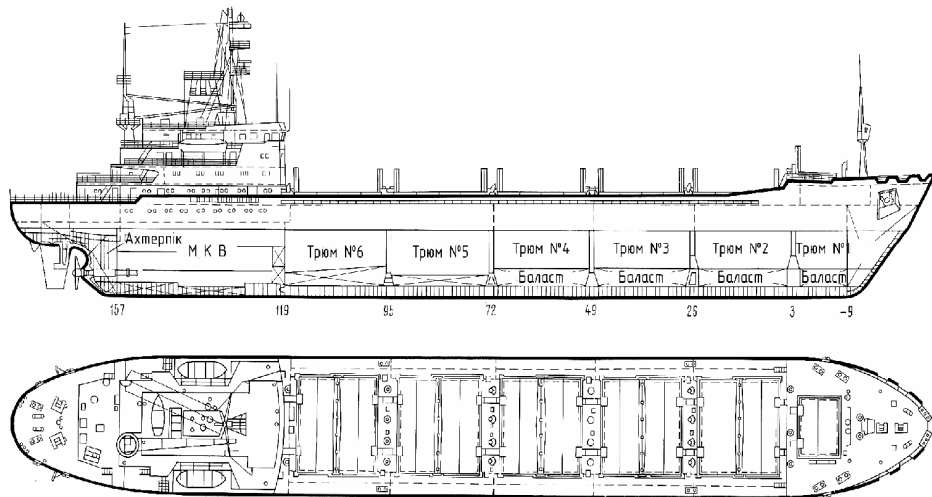


Рис. 3. Загальний вигляд рудовоза-контейнеровоза типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ»

цтва рудовозів-контейнеровозів проекту 1592 застосовано максимальну кількість плоских секцій. Усі палуби, за винятком палуби верхнього містка, були плоскими або склалися з плоских ділянок.

Для форштевня зварної конструкції використали прутковий і листовий матеріал; ахтерштевень виготовлено з окремих литих частин. У зв'язку з експлуатацією судна в складних умовах льодовий пояс зовнішньої обшивки в районі  $0,05L$  від носового перпендикуляра, набір борта в носовому краї, конструкції гвинтокермового комплексу характеризуються підвищеною міцністю класу УЛ.

Для перевезення контейнерів і рудних концентратів у трюмах на корпусі встановлено відповідні підкріплення.

У вантажних трюмах підсилене подвійне дно. У трюмах № 2 і 5, які призначені для перевезення вантажу з питомим вантажним об'ємом  $0,36 \text{ м}^3/\text{т}$ , передбачено бортові цистерни.

У підпалубних цистернах лівого борту наявний коридор для електротрас і трубопроводів, що утворюється обшивкою борту й безперервною поздовжньою стінкою. Завдяки цьому вдалося звільнити ВП від усіх магістральних трубопроводів, що значною мірою полегшило експлуатацію судна в арктичних умовах. Цей коридор може бути використаний і для переходу з кормової надбудови в приміщення бака в штормових умовах.

У подвійному дні в діаметральній площині (ДП) передбачено коридор для трубопроводів і систем, що утворений стінками тунельного кіля.

Конструкція трюмів судна полегшує проведення вантажних операцій. Максимальне розкриття палуби з урахуванням скосів дозволило скоротити підпалубні «кишені» в подовжньому напрямку до  $0,6 \text{ м}$  й абсолютно виключити їх у поперечному. Таким чином

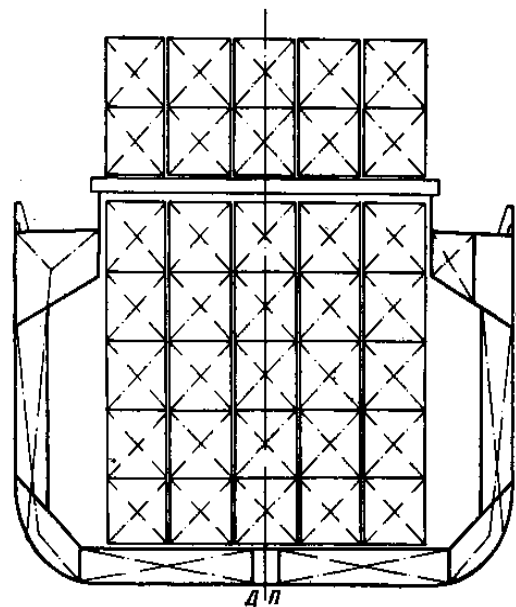


Рис. 4. Схема розташування контейнерів на судні типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ»

забезпечується нормальна робота грейферами практично на всій площі трюму.

Для раціонального використання об'єму трюмів під час перевезення контейнерів розміри люків та висота трюмів є кратними розмірам 20-футових стандартних контейнерів ІСО.

Самоштівка навалювальних вантажів досягається скосами під ВП під кутом  $30^\circ$  до горизонту. Підйом другого дна до бортів під кутом  $45^\circ$  забезпечує самообсипання вантажів у просвіт люків. Об'єм у комінгсах вантажних люків складає близько 14% усього об'єму трюмів, тому при транспортуванні зерна він може слугувати живильником.

Центральне розташування й прийняті розміри вантажних люків забезпечують максимальне роз-

криття палуби над трюмами й мінімальні параметри підпалубних «кишень» (0,6 м до скосів до бортів і перебірок) і створюють оптимальні умови для проведення вантажних операцій. Поперечні перебірки, які розділяють трюми, виконано гофрованими з вертикальними гофрами трапецеїдальної форми, що покращує осипання вантажу. Вони мають спеціальні трапецеїдальні коробки у верхній та нижній частинах, тобто відповідні «хатки», що також забезпечує самоштівку та самообсипання вантажу в просвіт люків. Наявність верхніх «хаток» дозволяє використовувати об'єми під ВП у перебірок (які практично не використовуються за відсутності живильників) як баластні цистерни.

**Мореплавні якості судна.** Швидкість ходу судна за максимально тривалої потужності ГД та осадкою по вантажну марку 9,42 м складає 14 вуз.

Загальна місткість трюмів дає змогу перевозити вантажі з питомим об'ємом у діапазоні 0,36...1,23 м<sup>3</sup>/т за 100% запасів на 6000 миль із середньою осадкою 9,42 м. Дальність плавання за запасами палива може збільшуватися до 10000 миль за рахунок бункерування в баластні танки.

Непотоплюваність й аварійна остійність гарантовані під час затоплення одного будь-якого відсіку. Остійність судна забезпечена в процесі перевезення вантажів з будь-яким питомо-завантажувальним об'ємом від 0,36 до 1,8 м<sup>3</sup>/т, а для остійності судна на початку рейсу при повних запасах передбачено приймання баласту близько 3000 т. Для контролю початкової остійності в процесі вантажних операцій використовується кренова система, яка складається з двох підпалубних цистерн місткістю по 10 м<sup>3</sup> і рідинного кренометра.

#### **Кількість екіпажу та умови його розміщення.**

Екіпаж судна в кількості 33 особи розміщується в одномісних каютах, обладнаних системою комфортного кондиціонування повітря. Крім цього, передбачено чотири двомісні каюти (три — для практикантів, одна — запасна) та каюта для лоцмана. Громадські приміщення представлені кают-компанією, салоном керівного складу, їдальнею та салоном команди. У медичний комплекс входять амбулаторія, ізолятор, санітарний блок і медична комора. Камбуз зв'язаний ліфтами з буфетною кают-компанією та провізійними камерами.

**Енергетична установка судна.** Усе устаткування в МВ скомпоновано в агрегати, що об'єднують механізми і пристрої за функціональними ознаками. Кожний агрегат має загальний фундамент, що дозволяє раціонально використовувати об'єм МВ та виконувати основні монтажні роботи в цеху під час будів-

ництва судна. У МВ широко використаний панельний спосіб монтажу трубопроводів (під настилом і на перебірках). Панелі збираються в цеху і після установки на судні з'єднуються забійними трубами.

На судні встановлено двотактний крейцкопфний реверсивний з турбонадувом малооборотний дизель 5ДКРН 62/140-3 виробництва Брянського машинобудівного заводу за ліцензією фірми «B&W» (тип двигуна 5К62ЕF). Максимальна тривала потужність двигуна при 144 хв<sup>-1</sup> складає 4920 кВт (6700 к. с.). Питома витрата палива 211±3% г/(кВт·год). Довготривала експлуатаційна потужність ГД при 140 хв<sup>-1</sup> дорівнює 4480 кВт (6100 к. с.).

Двигун забезпечений системою дистанційного автоматичного керування з усережимним регулятором і засобами автоматизації, обсяг яких дозволяє керувати ним із центрального поста керування (ЦПК) або з кермової рубки. Крім цього, на ньому встановлено автоматичний регулятор в'язкості з безперервною реєстрацією параметрів, а також блок автоматичного переходу з МВП на ВВП і назад. Система паливопідготовки, що включає у себе два сепаратори з автоматичною програмою навантаження, розрахована на застосування ВВП в'язкістю до 1500 с Редвуда 1 при 100 °F.

На судні застосовано дейдвудний пристрій, що добре себе зарекомендував в експлуатації та складається зі сталевих труби, кормовий кінець якої з натягом встановлено в розточці яблука ахтерштевня і закріплено болтами. Носовий кінець труби має квант з'єднання з вварішем ахтерпикової перебірки. Підшипники дейдвудної труби виготовлено із сірого чавуна і залито бабітом. Змащення і охолодження підшипників дейдвуда здійснюються автономною системою.

Гребний вал судна суцільний, без облицювання, а підшипники гребного вала металеві, з масляним змащенням. Ущільнення гребного вала містить носовий і кормовий сальники типу «Симплекс».

На судні встановлено гребний гвинт фіксованого кроку: сталевий, із чотирма знімними лопатями, діаметром 4,2 м, що кріпиться на конусі вала безшпонковою посадкою.

Потужність джерел електроживлення суднової електростанції (СЕС) на теплоході «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» складає 1300 кВт. Суднове електрообладнання працює на трифазному струмі напругою 380 В за частоти 50 Гц, а мережа побутових споживачів — на струмі напругою 220 В. Протяжність кабельних ліній балкера — 146 км, що втричі більше, ніж на судах такого ж тоннажу, але з неавтоматизованим устаткуванням.

Для постачання електроенергією суднових споживачів передбачено три автоматизованих допоміжних дизель-генератори (ДДГ) марки ДГР 400/500, потужність кожного з них 400 кВт, напруга 400 В. Приводами генераторів є двигуни внутрішнього згоряння потужністю 440 кВт (600 к. с.) за частоти обертання колінчастого вала  $500 \text{ хв}^{-1}$ . Дизель-генератори обладнані системою дистанційного й автоматизованого керування типу ДАУ-СДГ-Т виробництва СРСР, яка забезпечує підтримання дизелів у прогрітому стані та автоматичний запуск будь-якого з них за сигналом від СЕС. До складу останньої входить система автоматичного керування, яка контролює навантаження і здійснює автоматичне підключення запущеного генератора на шини головного розподільного щита (ГРЩ). Синхронізація генератора, його включення на шини, розподіл активних і реактивних навантажень виконуються автоматично, без участі оператора.

Крім перерахованого ці системи автоматики створюють захист ДДГ і СЕС, а також гарантують попереджувальну сигналізацію про їхню роботу, автоматичне відключення невідповідальних споживачів при перевантаженні генераторів, автоматичний контроль опору ізоляції споживачів тощо. Комплекс автоматики забезпечує автоматичний пуск і підключення на шини того дизель-генератора, що знаходиться в резерві у разі повного знеструмлення електростанції. Зі зникненням напруги на шинах ГРЩ спочатку автоматично запускається аварійний дизель-генератор (АДГ) потужністю 100 кВт. Потім автоматично від щита АДГ вмикаються електронасоси охолодження ДДГ і за допомогою системи ДАУ-СДГ-Т відбувається запуск резервного ДДГ з подальшим підключенням його до шин ГРЩ. Зазначені процеси резервного ДДГ тривають не більше 40...50 с, а все відновлення напруги на шинах електростанції здійснюється за 1,0...1,5 хв.

Водяна пара для суднових потреб на стоянці виробляється автоматизованим ДК марки КВВА 4,5/7, що має паропроодуктивність 4,5 т/год і тиск пари 0,7 МПа. Утилізаційний парогенератор, що використовує теплоту відхідних газів ГД, характеризується паропроодуктивністю 1,8 т/год і тиском пари 0,7 МПа.

Суднова енергетична установка обладнана системою комплексної автоматизації, яка забезпечує керування і контроль за роботою всіх механізмів на ходу одним вахтовим механіком із ЦПК з короткочасними виходами в МВ. На стоянці вахта в МВ не передбачається, наявність блоків узагальненої сигналізації в каютах механіків і основних громадських приміщеннях дозволяє контролювати нормальну роботу устаткування.

На судні передбачаються й інші уніфіковані комплекси:

1) електрична система автоматичного централізованого контролю параметрів суднової енергетичної установки, яка включає у себе аналого-цифрове перетворення величин контрольованих параметрів з видачею інформації на цифровий індикатор, аварійно-попереджувальну сигналізацію, схему автоматичного ввімкнення резервних насосів ГД, контроль вахти в ЦПК та ін.;

2) електропневматична система автоматизованого і дистанційного керування ГД (спочатку використовувалася система ДАУ STL, у подальшому — ДАУ «Гром»);

3) електропневматична система централізованого керування системами приймання й перекачування палива, баластно-осушною та обігрівом цистерн.

Додатково на судні встановлено ряд локальних систем:

- автоматизована система керування компресорами пускового повітря, розроблена із застосуванням логічних електроелементів;

- електрогідравлічна система автоматики ДК;

- електричні системи керування компресорами холодильних машин системи кондиціонування повітря й системи охолодження провізійних камер;

- автоматизована система повітряної підготовки;

- система автоматики паливних сепараторів фірми «Лаваль»;

- система теплової та димової пожежної сигналізації.

Через великий обсяг автоматизації значно зросла насиченість самого електроустаткування апаратурою електроавтоматики та елементами електроніки. Наприклад, щит автоматики компресорів пускового повітря включає у себе до 500 різних елементів (резисторів, діодів, транзисторів, конденсаторів тощо). Усього на судні встановлено близько 50 щитів автоматики і сигналізації різного призначення.

**Загальносуднові системи.** Протипожежна водяна система судна виконана в основному за лінійною схемою, а в районі надбудови — за кільцевою. Вона обслуговується двома відцентровими насосами подачею до  $100 \text{ м}^3/\text{год}$  при напорі 80 м та аварійним насосом подачею  $63 \text{ м}^3/\text{год}$ . Пожежні ріжки розташовані так, щоб до будь-якого місця пожежі подавалося не менше двох струменів води.

На судні передбачено систему високократного піногасіння, що включена у водяну пожежну магистраль. Для гасіння пожежі в МВ і вантажних трюмах використовується хімічна система, що працює на хладоні R114B2 або суміші БФ-2. Увесь запас вогне-

гасного складу зберігається у спеціальних резервуарах, установлених на станції пожежогасіння, де розташовано і пост керування системою.

Для гасіння пожежі в приміщенні АДГ, ресивери продувального повітря ГД та малярній коморі передбачено вуглекислотні батареї.

Баластна та осушна системи однолінійні, що обслуговуються двома баластними насосами НЦВ-250/30А подачею до 250 м<sup>3</sup>/год при напорі 30 м вод. ст.

Як запірну арматуру застосовано дистанційно керувані поворотні затвори з гідроприводом, розташовані в сухих відсіках подвійного дна, що прилягають до коридору систем.

Система очищення льяльних вод обслуговується сепаратором продуктивністю 10 м<sup>3</sup>/год і двогвинтовим насосом з подачею 10 м<sup>3</sup>/год при напорі 40 м вод. ст.

На судні є три цистерни з водою: дві автономні з питною та одна з мийною. Передбачено аварійне поповнення запасів мийної води за допомогою водопріснювальної установки вакуумного типу. Для консервації води встановлено іонатор срібла.

Усі вантажні трюми обладнані природною вдувною та витяжною вентиляцією, яка забезпечує двократний обмін повітря щогодини. Приймання і викидання повітря здійснюються через раструбні та циліндричні головки. Для поверхневої вентиляції під час перевезення вугілля передбачені вентиляційні водогазонепроникні кришки, що встановлені в комінгсах люків.

Житлові, громадські та медичні приміщення, а також радіорубка, трансляційна, канцелярія і ЦПК обслуговуються одноканальною системою цілорічного кондиціонування повітря. У район робочих місць кермової рубки, буфетних, камбуза і гірокомпасної повітря надходить із системи кондиціонування, а в приміщення — через повітророзподільники на стелі, які мають глушники та індивідуальні регулятори. Загальна продуктивність двох кондиціонерів досягає 11000 м<sup>3</sup>/год. Холодильна установка містить два компресорно-конденсаторних агрегати холодопродуктивністю по 105 кВт у режимі кондиціонування, які працюють на хладоні R12. Система кондиціонування забезпечує оптимальні параметри в приміщеннях за температури зовнішнього повітря до -40 °С, для чого передбачено додаткові парові підігрівники «нульового» ступеня. Холодильна установка провізійних камер підтримує в них температуру в межах від +10 до -12 °С. До складу установки входять три автоматизованих компресорно-конденсаторних агрегати холодопродуктивністю по 7 кВт (6000 ккал/год), один з яких є резервним.

**Суднові пристрої.** Якірний пристрій включає у себе два станових і один запасний якорі Холла масою по 4000 кг кожний. Він обслуговується електричним шпилем ШЭ67. Якірні ланцюги станових якорів зварні, підвищеної міцності, калібром 57 мм і довжиною 275 м.

На судні встановлено обтічне напівбалансирне кермо з кованим балером. Електрогідравлічна кермова машина з номінальним крутним моментом 400 кН·м здійснює перекидання керма з борта на борт за 30 с.

Для керування кермовим електроприводом і автоматичного утримання судна на заданому курсі вперше застосована нова самосинхронізувальна система автокермача, тобто всі оперативні перемикачання можна здійснювати за будь-якого положення керма без додаткових операцій щодо узгодження системи.

Величина рискання судна у вантажу при хвилюванні моря до трьох балів складає 0,5...1,0° курсу. Чутливість системи керування до кута зміни курсу не нижче ±0,5° у положенні «точно» перемикача чутливості, розбіжність у показаннях між датчиком гірокомпаса і репітером у пульті керування автокермача не більше ±0,1° курсу.

Швартовні операції забезпечуються чотирма швартовними електричними автоматичними лебідками (дві на баку та дві на юті) виробництва ПНР із тяговим зусиллям 80 кН. Крім того, на баку вони можуть здійснюватися за допомогою швартовних барабанів шпиля з тяговим зусиллям 10 кН, а на кормі — за допомогою турачок швартовних автоматичних лебідок. Автоматика швартовних лебідок релейно-контакторна, яка дозволяє вибирати або травити швартовний канат залежно від його натягнення.

До складу судових рятувальних засобів входять дві пластмасові закриті рятувальні шлюпки, одна з яких моторна типу ЗСШР2М на 55 осіб, інша — з ручним приводом (ЗСШР2Р) на 57 осіб. На судні є чотири наддувні рятувальні плоті місткістю по 6 осіб кожний, одна робоча пластмасова моторна шлюпка і робочий пліт. Спускання та підймання рятувальних шлюпок здійснюється за допомогою гравітаційних шлюпбалок з верхньою проводкою троса й електроручних лебідок з тяговим зусиллям 63 кН.

Оскільки експлуатація судна планувалася між портами зі спеціалізованими ділянками для переробки сипучих вантажів, власний вантажний пристрій на судні не передбачався: всі вантажні операції мали здійснюватися береговими засобами.

Для завантаження провізії, судового постачання, обслуговування люка завантаження провізії, завантаження й вивантаження деталей через шахту

МВ, спускання та підймання робочої шлюпки передбачено електричний вантажний кран КЭ32-2 вантажопідйомністю 3,2 т.

На ВП судна є шість вантажних люків з такими розмірами в світлі: трюм № 1 — 8,6×6,4 м, решта трюмів — 13,6×12,8 м. Висота комінгсів люків у ДП складає 1,3 м. Вони обладнані механізованим металевим закриттям: на трюмі № 1 — одностулковим, двосекційним, а на інших — двостулковим, чотирисекційним з незалежними стулками, що відкриваються в ніс і корму судна. Кожна стулка має два гідроциліндри. Керування гідроприводом здійснюється з місцевих постів, розташованих під комінгсом кожного люка. Гідропривід обслуговується двома незалежними і взаємозамінними насосними станціями, одна з яких розташована в районі надбудови, інша — під полубаком. Для створення безударного підходу секцій до крайнього положення стулки при відкритті гідросистема забезпечена гідроманіпуляторами, які працюють від кінцевих вимикачів на стулках. Загальний час закриття всіх люків при плюсовій температурі складає близько 16 хв.

Усі кришки вантажних люків уніфіковані під розміри контейнерів міжнародного стандарту, їхня міцність гарантує перевезення 20- і 40-футових контейнерів у два яруси на кришках трюмів № 3, 4, 5, 6 та в один ярус на кришці трюму № 2. Вивантаження залишків сипучих вантажів з трюмів для їх зачищення відбувається за допомогою двох переносних поворотних балок з лебідками і двох візків.

Кріплення контейнерів на кришках трюмів здійснюється без відтяжок контейнерними стопорами і струбцинами, а трьох нижніх рядів контейнерів у трюмах — відтяжками з талрепами, контейнери четвертого і п'ятого ярусів кріпляться без відтяжок.

На спеціальній носовій щоглі для спостереження за льодовим станом встановлена кабіна для того, хто «дивиться вперед», яка обладнана телефоном. Стекла кабіни мають електропідігрів і снігоочишувач, сама кабіна також оснащена електроопаленням.

Захист корпусу судна від корозії здійснюється за допомогою спеціальних синтетичних фарб і встановлення загального протекторного захисту підводної частини зовнішньої обшивки, яка складається з окремих груп короткозамкнутих алюмінієвих протекторів.

**ВИСНОВКИ.** Рудовози-контейнеровози типу «КАПИТАН ПАНФИЛОВ» (проект 1592), як і низка інших арктичних суден, спроектованих в ЦКБ «Черноморсудопроект» і побудованих на ХСЗ [9], зробили вагомий внесок у справу промислового освоєння Крайньої Півночі. Високі рівні конструкторського проектування і технології будівництва суден дозволили створити дійсно унікальні теплоходи, що підтверджується їх тривалою та успішною експлуатацією (в середньому до 30 років). Постійна потреба світового морського флоту в такому типі суден дає підстави сподіватися на можливі замовлення для вітчизняного суднобудування.

## Список літератури

- [1] Черноморсудопроект. События. Люди. Суда [Текст]. — Николаев : Возможности Киммерии, 2006. — 356 с.
- [2] Черноморсудопроект. Офіційна сторінка. [Electronic resource]. — Режим доступу: [http://www.chsp.mksat.net/ref\\_list.php](http://www.chsp.mksat.net/ref_list.php)
- [3] Херсонский судостроительный завод. Очерки истории [Текст] / Г. И. Цыганков, В. Н. Антипенко, Ф. М. Багненко [и др.]. — Симферополь : Таврида, 1993. — 290 с.
- [4] Smart Меритайм Груп. Офіційна сторінка. [Electronic resource]. — Режим доступу: <http://smart-maritime.com/ru/reference-list/suxogruznye-suda/proekt-1592/>.
- [5] История отечественного судостроения: в 5 т. Т. 5 : Судостроение в послевоенный период (1946 – 1991 гг.) [Текст] / А. М. Васильев, С. И. Логачев, О. П. Майданов. — СПб. : Судостроение, 1996. — 544 с.
- [6] Семенов, В. П. Мурманское морское пароходство: 1939–2009 гг. [Текст] / В. П. Семенов. — Мурманск : Кн. изд-во, 2009. — 368 с.
- [7] Панков, В. А. Универсальное судно для перевозки навалочных грузов типа «Норильск» [Текст] / В. А. Панков, Е. А. Журавель // Судостроение. — 1976. — № 4. — С. 5–9.
- [8] Агафонов, В. «Капитан Панфилов» — балкер для Севера [Текст] / В. Агафонов, А. Неупокоев, Г. Нощенко // Морской флот. — 1976. — № 6. — С. 41–46.
- [9] Андреев, А. А. Многоцелевые ледокольно-транспортные снабженцы типа «Иван Папанин» (проект 10621): малоизвестные страницы истории [Текст] / А. А. Андреев // Судостроение и морская инфраструктура. — 2015. — № 2(4). — С. 46–55.



**Oleksandr  
S. Mytrofanov**  
Митрофанов  
Александр  
Сергеевич

УДК 621.438

## **ANALYSIS OF THE DEVELOPMENT AND CURRENT STATE OF THE USE OF POWER PLANTS BASED ON PNEUMATIC ENGINES**

**АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ И СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ**

DOI 10.15589/SMI20180202

Oleksandr S. Mytrofanov

А. С. Митрофанов, канд. техн. наук, доц.  
mitrofanov.al.ser@gmail.com

ORCID: 0000-0003-3460-5369

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The article presents the main stages of development and use of compressed air energy in transport plants for various purposes. The domestic and foreign literature on the development of the current state and prospects of the use of compressed air energy and pneumatic engines in the power plant of vehicles have been analyzed. The list of problems arising in the application of pneumatic engines is determined, as well as rational ways of further increasing the efficiency of power plants are established. The main advantages and disadvantages of pneumatic engine using in the composition of transport power plants are highlighted. So, the main advantages include high environmental friendliness, depreciation of vehicle production, lower mass and dimensions parameters. Disadvantages include low efficiency coefficient due to multiple energy conversion, limited power consumption of filling cylinders and engine cooling due to the expansion of air. The most common pneumatic engine designs (piston and rotary) and their performance properties are considered. It has been established that rotary pneumatic engines, in terms of energy, mass and dimensions, and performance parameters, exceed other engines. Some of their inherent operational disadvantages, which may limit their use in some spheres, can be eliminated or reduced to acceptable standards at the right design solution. The variants of the basic schemes of power transport plants with pneumatic engines, namely the use of a pneumatic engine as an auxiliary power unit (hybrid units) or, as the main one in aeromobiles, are considered.

**Keywords:** energy resources; harmful emissions; power plant; rotary pneumatic engine; piston pneumatic engine; compressed air.

**Анотація.** Подано основні етапи розвитку та використання енергії стиснутого повітря в транспортних установках різного призначення. Наведено аналіз вітчизняної та зарубіжної літератури щодо розвитку сучасного стану й перспектив використання енергії стиснутого повітря і пневмодвигунів у складі енергетичної установки транспортних засобів. Визначено перелік проблем, що виникають при застосуванні пневмодвигунів, а також установлені раціональні шляхи подальшого підвищення ефективності енергетичних установок. Виділені основні переваги та недоліки використання пневмодвигунів у складі транспортних енергетичних установок. Так, до основних переваг можна віднести високу екологічність, зниження вартості виробництва транспортних засобів, менші масогабаритні показники, до недоліків – низький ККД за рахунок багатократного перетворення енергії, обмеженість енергоємності заправних балонів та охолодження двигуна внаслідок розширення повітря. Розглянуто найбільш поширені конструкції пневмодвигунів (поршневі й ротаційні) та їх експлуатаційні властивості. Установлено, що ротаційні пневмодвигуни за енергетичними, масогабаритними та експлуатаційними показниками перевищують інші двигуни, а деякі притаманні їм експлуатаційні недоліки, що можуть обмежувати їх застосування в деяких сферах, при правильному конструктивному рішенні можуть бути усунуті або знижені до припустимих норм. Розглянуті варіанти основних схем енергетичних транспортних установок з пневмодвигунами, а саме використання пневмодвигуна як допоміжного силового агрегату (гібридні установки) або як головного в аеромобілях.

**Ключові слова:** енергоресурси; шкідливі викиди; енергетична установка; роторний пневмодвигун; поршневий пневмодвигун; стиснуте повітря.

**Аннотация.** Представлены основные этапы развития и использования энергии сжатого воздуха в транспортных установках различного назначения. Приведен анализ отечественной и зарубежной литературы по развитию современного состояния и перспектив использования энергии сжатого воздуха и пневмодвигателей

в составе энергетической установки транспортных средств. Определен перечень проблем, возникающих при применении пневмодвигателей, а также установлены рациональные пути дальнейшего повышения эффективности энергетических установок. Выделены основные преимущества и недостатки использования пневмодвигателей в составе транспортных энергетических установок. Так, к основным преимуществам можно отнести высокую экологичность, снижение стоимости производства транспортных средств, меньшие массогабаритные показатели, к недостаткам – низкий КПД за счет многократного преобразования энергии, ограниченность энергоемкости заправочных баллонов и охлаждение двигателя вследствие расширения воздуха. Рассмотрены наиболее распространенные конструкции пневмодвигателей (поршневые и ротационные) и их эксплуатационные свойства. Установлено, что ротационные пневмодвигатели по энергетическим, массогабаритным и эксплуатационным показателям превышают другие двигатели, а некоторые присущие им эксплуатационные недостатки, которые могут ограничивать их применение в некоторых сферах, при правильном конструктивном решении могут быть устранены или снижены до допустимых норм. Рассмотрены варианты основных схем энергетических транспортных установок с пневмодвигателями, а именно использование пневмодвигателя в качестве вспомогательного силового агрегата (гибридные установки) или как главного в автомобилях.

**Ключевые слова:** энергоресурсы; вредные выбросы; энергетическая установка; роторный пневмодвигатель; поршневой пневмодвигатель; сжатый воздух.

### References

- [1] Colville R., Hutchinson E., Mindell J., Warren R. The transport sector as a source of air pollution. *Atmos. Environ. Publ.*, 2001, no. 35, pp. 1537–1565.
- [2] Lenschow P. Some ideas about the sources of PM10. *Atmos. Environ. Publ.*, 2001, no. 35, pp. 23–33.
- [3] Kousoulidou M., Ntziachristos L., Mellios G., Samaras Z. Road-transport emission projections to 2020 in European urban environments. *Atmos. Environ. Publ.*, 2008, no. 42, pp. 7465–7475.
- [4] BP Statistical Review of World Energy 2018. 67th edition. *Heriot-Watt Centre for Energy Economics Research and Policy*, 2018. 54 p.
- [5] *Dieselnet Emission Standards–European Union: Cars and Light Trucks*. Available at : <https://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php> (accessed on 3 May 2015).
- [6] Hoofman N., Oliveira L., Messagi M., Coosemans T., Mierlo J. V. Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting. *Energies Publ.*, 2016, no. 9 (84), pp. 1–24.
- [7] Selifonov V. V., Karpukhin K.E., Filonov A.I. [et al.] *Gibridnye avtomobili — resheniye ekologicheskoy problemy avtomobilnogo transporta* [Hybrid cars — a solution to the environmental problem of road transport]. *Izvestiya MSTU "MAMI"* [Proceedings of the MSTU "MAMI"], 2007, no. 2, pp. 30-44.
- [8] Bazhynov O. V., Smyrnov O. P., Sierikov S. A. [et al.] *Hibrydni avtomobili* [Hybrid cars]. Kharkiv, Step Publ., 2008. 327 p.
- [9] Dyachenko V. G., Voronkov A. I., Linkov O. Yu., Nikitchenko I. N. *Dvigatel vneshnego sgoraniya — problema, perspektivy* [External combustion engine — problems, prospects]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: vseukr. nauch.-tekhn. zhurn. NTU "KHPI"* [Internal combustion engines: All-Ukrainian Scientific and Technical Journal of NTU "KPI"], 2010, no. 1., pp. 113–118.
- [10] Bakhmutov S.V., Selifonov V. V., Lomakin V. V. [et al.] *Avtomobili s gibridnoy silivoy ustanovkoy: ucheb. posobiye dlya vuzov* [Vehicles with a hybrid power plant: manual for universities]. Moscow, MSTU "MAMI" Publ., 2009. 136 p.
- [11] John German. Hybrid Vehicles Technology Development and Cost Reduction. Technical Brief no. 1. A series on Technology trends in passenger vehicles in the United States, 2015, pp. 1-18.
- [12] Smyrnov O. P., Kalmykov V. I. *Kharakterni rezhymy roboty hibrydnoi enerhetychnoi ustanovky avtomobilia* [Characteristic operating modes of the hybrid power plant of the vehicle]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KHANU], 2006, issue 18, pp. 13–15.
- [13] Nosach V. G., Schrayber A. A. *Povysheniye effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoshchyu termokhimicheskoy regeneratsii* [increasing the efficiency of using natural gas in thermal power engineering through thermochemical regeneration]. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Industrial Heat Engineering], 2009, vol. 31, no. 3, pp. 42–50.
- [14] Mytrofanov O., Proskurin A., Poznanskiy A. Analysis of the piston engine operation on ethanol with the synthesis-gas additives. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018, vol. 4/1 (94), pp. 14–19. doi : 10.15587/1729-4061.2018.136380.
- [15] Levterov A. M., Savitskiy V. D. *Eksperymentalnyy obrazets vodorodnogo avtomobilya na baze modeli GAZ-2705* [Experimental model of a hydrogen car based on the model GAZ-2705]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KNAHU], 2008, no. 22, pp. 7–9.
- [16] Timoshevskiy B. G., Tkach M. R., Mitrofanov A. S., Poznanskiy A. S., Proskurin A. Yu. *Kharakteristiki protsessa sgoraniya dvigatelya 2CH 7,2/6 s dobavkami do 65% sintez-gaza k benzynu* [Characteristics of the combustion process of a 2CH 7.2/6 engine with additions up to 65% of synthesis gas to gasoline]. *Dvigateli vnutrennego*

- sgoraniya: vseukr. nauch.-tekhn. zhurnal [Internal combustion engines: All-Ukrainian Scientific and Technical Journal of NTU "KPI"], 2015, no. 1, pp. 33–37.
- [17] Mitrofanov A. S., Poznanskiy A. S., Proskurin A. Yu. *Efektivnist vykorystannia termokhimichnoho peretvorennya etanolu v enerhetychnii ustanovtsi na bazi dyvguna* [Efficiency of the thermochemical transformation of ethanol in the power plant on the basis of the engine 1CH 6.8/5.4]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace Engineering and Technology], 2017, no. 8 (143), pp. 26–30.
- [18] Tkach M. R., Timoshevskiy B. G., Mitrofanov A. S., Poznanskiy A. S., Proskurin A. Yu. *Povysheniye effektivnosti dvigatelya 4CH 8,4/9,1 putem dobavki sintez-gaza k benzinu* [Increasing the efficiency of the 4CH 8,4 / 9,1 engine by adding synthesis gas to gasoline]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace Engineering and Technology], 2016, no. 7 (134), pp. 134–138.
- [19] European Vehicle Market Statistics – Pocketbook 2018/19. *International Council on Clean Transportation*, 2018. 64 p.
- [20] Akif Kunt M. Transformation of a Piston Engine into a Compressed Air Engine with Rotary Valve. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering* (SSRG – IJME), 2016, vol. 3, issue 11, pp. 1–5.
- [21] Voronkov A. I., Nikitchenko I. N. *Rabochiy protsess avtomobilnogo pnevmodvigatelya: monografiya* [Working process of an automotive pneumatic engine: monograph]. Kharkov, KNAHU Publ., 2015. 200 p.
- [22] Abramchuk F. I., Voronkov A. I., Nikitchenko I. N. *O dostoinstvakh i tselesoobraznosti primeneniya porshnevo-pnevmodvigatelya v sostave avtomobilnoy gibridnoy silovoy ustanovki* [On the merit and expediency of the use of a piston pneumatic engine in the automotive hybrid power plant] *Vestnik KHNADU: sb. nauch. tr.* [KNAHU Bulletin: Collection of Scientific Publications], 2010, vol. 48, pp. 200–205.
- [23] Abramchuk F. I., Kharchenko A. I., Zhilin S. S. [et al.] *O vybore ratsionalnykh zadavayemykh parametrov raboty porshnevo-pnevmodvigatelya s klappnym vozdukhoraspredeleniyem* [On the choice of rational set parameters of the piston pneumatic engine with valve air distribution]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KNAHU], 2011, vol. 27, pp. 141–147.
- [24] Voronkov A. I. *Izmeneniye effektivnykh ekonomicheskikh pokazateley raboty pnevmodvigatelya po skorostnym kharakteristikam* [Changing in the effective economic performance of the pneumatic engine according to speed characteristics]. *Vestnik KHNADU: sb. nauch. tr.* [KNAHU Bulletin: Collection of Scientific Publications], 2015, vol. 68, pp. 57–61.
- [25] Voronkov A.I. *Vliyaniye podogreva vozdukha na effektivnyye pokazateli rabocheho protsessa pnevmodvigatelya* [Influence of air heating on effective performance of the working process of a pneumatic engine]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: vseukr. nauch.-tekhn. zhurn. NTU "KHPI"* [Internal combustion engines: All-Ukrainian Scientific and Technical Journal of NTU "KPI"], 2016. 255 p.
- [26] Voronkov A. I., Teslenko E. V., Udovik T. A. *Opredeleniye minimalno neobkhodimogo podogreva szhatogo vozdukha na vkhode v avtomobilnyy pnevmodvigatel pri razlichnykh usloviyakh* [Determination of the minimum necessary heating of compressed air at the entrance to an automotive pneumatic engine under various operating conditions]. *Vestnik KHNADU: sb. nauch. tr.* [KNAHU Bulletin: Collection of Scientific Publications], 2016, Vol. 75, pp. 100–108.
- [27] Salvi B. L., Subramanian K. A. Sustainable Development of Road Transportation Sector Using Hydrogen Energy System. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, vol. 51, pp 1132–1155. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.030>.
- [28] Jr A. O. P., Costa R. C. D., Costa C. D. V. [et al.] Perspectives for the Expansion of New Renewable Energy Sources in Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 23, pp. 49–59. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.020>.
- [29] Qihui Yu, Maolin Cai. Experimental Analysis of a Compressed Air Engine. *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization*, 2015, no. 3, pp. 144–153. Available at: <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.
- [30] Bhardwajsinh Mahida, Dipak C. Gosai. An Experimental Study on I.C. Engine Using Compressed Air as Alternate of Fuel: A Review. *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 2015, vol. 4, issue 12, pp. 1787–1791.
- [31] Mr. Rixon K. L., Mohammed Shareef V., Prajith K. S., Sarath K., Sreejith S., Sreeraj P. Fabrication of Compressed Air Bike. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 2016, vol. 03, issue 3, pp. 1863–1866.
- [32] Pramod Kumar J. Air powered engine. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 2016, vol. 7, pp. 66–72.
- [33] Sayyad I. I., Karandikar Aniket, Murkute Anuja, Karmankar Ravikiran, Wagh Madhavi. Compressed Air Vehicle. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, 2016, vol. 4, issue 6, pp. 82–88.
- [34] Wagh Radheshyam, Nikam Sagar, Salame Yogesh, Chopra Swamini. Conversion Of Single Cylinder 2-Stroke Petrol Engine Into Compressed Air Engine Using A Cam-Operated Dcv. *International Journal On Recent And Innovation Trends In Computing*, 2016, no. 4 (4), pp. 24–28.



- [35] Krivskaya P. *Peterbugskiy "dukhokhod"* [Petersburg "Duchok"]. *Nauka i zhizn* [Science and Life], 2003, no. 6. pp. 50–51.
- [36] *Stanet li novym khorosho zabytoye staroye?* [Will new well-forgotten old become?]. *Dvigatel* [Engine]. 2005, vol. 2 (38).
- [37] Voloshchuk O. I., Shabalin Yu. V., Frolov V. K., Tietieriev V. S. *Porshneva mashyna* [Piston machine] Patent UA, no. 7592, 1995.
- [38] Negre Guy, Negre Cyril. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection. Patent USA, no. 6305171B1, 2001.
- [39] Thipse S. S. Compressed Air Car. Special Feature : Air Pollution Control Technologies. Engine Development Laboratory, Automotive research. *Association of India*, 2008, pp. 33–37.
- [40] Turenko A. N., Bogomolov V. A., Abramchuk F. I. [et al.] *Pnevmodvigatel dlya avtomobilnoy gibridnoy silovoy ustanovki* [Pneumatic engine for automotive hybrid power plant]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KNAHU], 2009, vol. 24, pp. 7–10.
- [41] Voronkov O. I., Lisina O. Yu., Nikitchenko I. N. *Vyznachennia chasu peretynu v zolotnykovomu rozpodilnyku pnevmodyhuna* [Determination of the time of crossing in the spool distributor of a pneumatic engine]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KNAHU], 2014, issue 34, pp. 39–43.
- [42] Voronkov O. I. *Metodolohiia orhanizatsii robochoho protsesu pnevmodyhuna kombinovanoi enerhetychnoi ustanovky miskoho avtomobilia, Dokt. Diss.* [Methodology of organization for the working process of a pneumatic engine of combined power plant for a city car. Doct. Diss.]. Kharkiv, 2017. 393 p.
- [43] Voronkov O. I., Nikitchenko I. M., Teslenko E. V., Linkov O. Yu., Nazarov A. O. *Kombinovana sylova ustanovka avtotransportnoho zasobu* [Combined power plant of the vehicle]. Patent UA, no. u201501594, 2015.
- [44] Voronkov O. I., Nikitchenko I. M., Teslenko E. V., Linkov O. Yu., Nazarov A. O. *Kombinovana sylova ustanovka avtotransportnoho zasobu* [Combined power plant of the vehicle]. Patent UA, no. u201502228, 2015.

**Problem statement.** Ukraine has rather insignificant reserves of oil and gas, so the state fuel and energy balance is formed at the expense of imports from different countries. The reduction of reserves of fossil fuels leads to a constant increase in its price, so most developed countries in the world stimulate the production for the use of various types of alternative energy.

A significant amount of consumed oil fuels goes to the needs of vehicles for various purposes. In addition, transport gives 40% of the total harmful emissions into the atmosphere. The problem of environmental pollution is especially acute for large cities. Most European countries are beginning to refuse the use of vehicles with internal combustion engines (ICE) in large cities. An alternative to vehicles with internal combustion engine is the use of electric vehicles, hybrid cars or engines running on compressed air. Vehicles for various purposes on compressed air for many parameters can be compared with vehicles working on accumulator batteries. Also, pneumatic engines have been widely used in underwater vehicles, mining enterprises, namely for cargo vehicles, drive drilling carriages or telfers.

The use of power-plant vehicles based on pneumatic engines has several advantages, as well as disadvantages. Their analysis, selection and systematization will help in the further study of scientific and technical basis for the creation of power plants for various purposes on the basis of pneumatic engines.

**Latest research and publications analysis.** The problem of environmental pollution is one of the most significant problems of modern mankind. Every day industry and especially transport emit a huge amount of harmful and poisonous substances, as well as greenhouse gases [1–3].

The problem of energy resources is even more acute, because the reserves of oil, gas and coal are not unlimited, so the demand and prices for energy resources are increasing every year, and there are no reasons for their reduction [4]. In this regard, power plants with the ICE are constantly being improved to meet both pollution standards (UNECE Regulations N 83) and specific fuel consumption ones (UNECE Regulations N 101). Every year, these standards become more stringent [5, 6], therefore, manufacturers of power plants with ICE have to look for new design solutions [7–13] or apply alternative fuels (energy sources) [14–18] to improve these performance.

However, despite all efforts, according to the International Council for Clean Transport, by 2018, the number of registered electric and hybrid cars in Europe is 1,4 % [19]. This is primarily due to the rather significant cost of hybrid and electric vehicles (primarily due to the high cost of electric batteries) compared to gasoline and diesel cars.

Solving the problem of environmental pollution by vehicles and reducing their prices can be realized through the use of pneumatic engines and the energy of compressed air [20–34].

**Separation of previously unsolved parts of the general problem.** The choice of a pneumatic engine type for a power plant of a vehicle must be based on the compulsory consideration of the basic requirements, such as the possibility of manufacturing an engine with an adjustable airflow degree, the presence of the largest starting torque and the most favorable traction characteristics, the possibility to withstand overload, have the minimum possible costs of the compressed air and a sufficiently high level of reliability and durability. Also today, it is an open question of choosing the optimal scheme for using the pneumatic engines as part of power plant of a vehicle, namely the use of the pneumatic engine as an auxiliary power unit or the main one.

**THE ARTICLE AIM** — is to analyze ways to improve road transport in order to increase its environmental performance and economical efficiency based on the use of compressed air energy, as well as types of pneumatic engines and schemes for their application, based on literary sources.

**Methods, object and subject of research.** When performing the research, general logical methods were used, namely the method of analysis and generalization. The task of the analysis was to get a general sense of the current state of development and future trends in the application of pneumatic engines in the composition of power plants of vehicles. When performing the analysis, a systematic approach was used, that is, a search was carried out for integrated solutions that would ensure the achievement of the highest efficiency of the power plant and fulfillment of numerous requirements for its quality. On the basis of the analysis, a generalization of advantages and disadvantages, as well as possible ways to improve the use of accumulated energy of compressed air in transport was made.

**The object of the research** is the transport power plants and the efficiency of energy conversion in them. **The subject of the research** is pneumatic engines and their characteristics in the composition of transport power plants.

**Basic material.** The use of compressed air energy as a drive of various systems was quite widespread at the beginning of the XIX [35]. Pneumatic engines of various designs have found their application in various industries, as well as in transport (the use of a pneumatic locomotive on the Gotthard Railway in 1872).

At the Alexander Plant in St. Petersburg in 1861, the engineer and inventor in the field of shipbuilding and transport S. I. Baranowskyi built a pneumatic drive locomotive, called the Baranowskyi chimney [36] and was used on the Mykolaiv Railway. Also in Paris, compressed air was used to drive trams, which were powered

by a central city-wide pneumatic distribution network (developed by Frenchman Louis Mekarski). The compressed air energy has also been used in the military field, namely the submarine, torpedo drive.

Back in 1903, Liquid Air Company began to manufacture compressed air cars. The main problems of the cars were the low torque of the pneumatic engine and the high cost of compressed air.

In the late 80s of the twentieth century in the Soviet Union, a pneumatic engine was developed by the chief designer of the Zavolzhskiy Motor Plant N. Pustynskiy on the basis of a conventional ICE. A negative feature of this engine was the preservation of up to 95% of standard parts. Widespread use of this engine was not obtained, however, at some industrial enterprises, electric cars were replaced by cheap and practical pneumatic cars, equipped with engines Pustynskiy.

On the basis of the Ukrainian Research Institute of Shipbuilding Technology, a rotary-piston pneumatic engine was developed by Yu. V. Shabalin, V. K. Frolov, O. I. Voloshchuk and V. S. Tietieriev (Fig. 1) [37].

The pneumatic engine contains a body, a rotor in it with radial, pairwise-opposed cylinders and pistons arranged in them, which are interconnected by means of fingers and rigid links with the formation of a pivoting quadrilateral. The cam placed in it with two diametrically opposite vertices, has contact with the links. Such design allows for a smooth change in the rotation speed of the rotor and changes in its rotation direction. The pneumatic engine has all the advantages of rotary engines, and there are no disadvantages inherent to piston engines due to its unusual design. The main advantages of the rotary-piston pneumatic engine are its small mass and dimensions, rather high efficiency coefficient (due to high degree of compaction of the working chamber), as well as resistance to overload.

In 2009, at the Geneva Motor Show, the French-Italian company Motor Development International (official site <https://www.mdi.lu>), co-founded by one of the leading designers of Formula 1 engines Guy Negre [38], the compact cars MDI AIRpod (Fig. 2) with pneumatic engines were presented (Fig. 3).

There are three modifications of the MDI company aeromobiles:

- AIRPod Standart (three seats for adult passengers and one for the child);
- AIRPod Cargo (with a body for transportation of small loads);
- AIRPod Baby (two-seater streetcar).

Due to the use of composite materials, aluminum and plastic in the construction, the mass of the car is about 280 kg. Wheel formula is 4×2. At the same time, the car

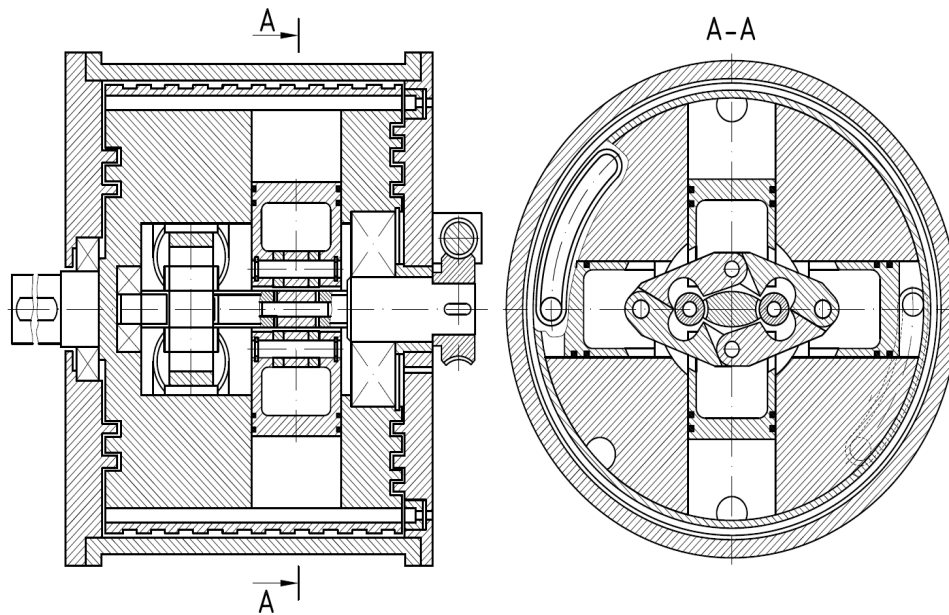


Fig. 1. Rotary-piston pneumatic engine



Fig. 2. MDI AIRpod car

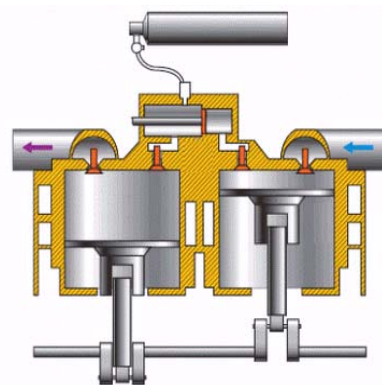


Fig. 3. The operation principle of the pneumatic engine of MDI company

accelerates to 80 km/h, the fuel distance with one filling with compressed air is 130 km in urban mode and 150 km outside the city (without maneuvering). The car is controlled by a joystick, the gearbox is automatic three-speed (plus a back stroke).

The principle of operation of an MDI engine is that air is blown into a small cylinder, where it is compressed by a piston to a pressure of 18...20 bar and warmed up. Then the heated air goes into a spherical chamber where it is mixed with cold air from the cylinders, which instantly, expanding and heating, increases the pressure on the piston of the large cylinder, which transmits the effort to the crankshaft of the engine.

Along with the development of AIRpod, the well-known Indian company Tata launched the MiniCAT car project. The mass of the car is slightly more than 350 kg, the maximum speed is 100 km/h, the fuel distance is

120 km (the specifications of the MiniCAT car are presented in Table 1) [39]. The power plant has four cylinders, which, to reduce weight, are made of carbon fiber with a kevlar cover, length 2 m and diameter of 0.25 m each, contain 400 liters of compressed air under a pressure of 300 bar are placed under the bottom. In this case, the exhausted air in the pneumatic engine has a low temperature and can be used to cool the interior of the car in the summer season instead of the air conditioner. The company planned to put the MiniCAT on the conveyor in mid-2012 and produce about 6,000 units per year, but the running-in of the car is still ongoing, and mass production has been postponed.

In 2011, Australian Dean Bensted demonstrated the world the O2 Pursuit cross motorcycle with a powertrain developed by Engineair (rotary air engine developed by Angelo di Pietro – Fig. 4). The power unit in its design is

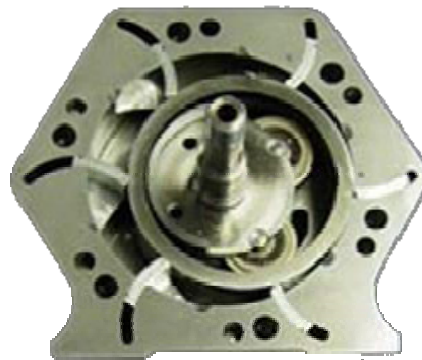
**Table 1.** Specifications of the MiniCAT car

Parameter	Dimension	Mono-energy	Dual-energy 2	Dual-energy 4
Length	m	2,65	2,65	2,65
Width	m	1,62	1,62	1,62
Height	m	1,66	1,66	1,66
Number of seats	–	3	3	3
Luggage compartment volume	dm <sup>3</sup>	500/700	500/700	500/700
Weight	kg	550	520	540
Engine	–	41P03	41P01	41P01/4
Power	kW	25	25	50
Maximum speed	km/h	110	125	140
Urban run range (zero pollution)	km	140/150	50	50
CO <sub>2</sub> emissions in the city	g/km	0	0	0
Run outside the city	km	80	1650	1500
Gasoline consumption outside the city	L	–	1,8	2
CO <sub>2</sub> emissions outside the city	g/km	0	35	40

a Wankel engine without combustion, the rotor is driven by compressed air supplied to the combustion chamber. The motorcycle is able to drive 100 km at one filling and develop up to 140 km/h.

Also, the pneumatic engine has found its application in hybrid power plants. Thus, the French company Peugeot Citroen plans to produce cars Peugeot 208 Hybrid Air 2L and Citroen C3 in a hybrid version, one of the elements of which will be the installation of Hybrid Air (Fig. 5). The hybrid unit was developed in collaboration with Bosch. Its essence lies in the fact that the ICE energy will be accumulated not in the form of electricity (as in conventional hybrids), but in cylinders with compressed air. The system includes a gasoline engine, a special transmission with a planetary gear, a hydraulic motor and two compressed air cylinders. One cylinder is located in the central part of the chassis, and the second one — under the trunk floor in the area of the rear axle. Only through a compressed air car with such a hybrid power unit can drive a few kilometers at a speed of no more than 70 km/h. Replenishment of air in cylinders is due to the braking energy recovery system. It uses a hydraulic pump that compresses the air and fills the cylinders. The system leads to an increase in the mass of the car by about 100 kg, while reducing the average fuel consumption by 45% compared to conventional powertrains.

A significant contribution to the development of combined power plants for pneumatic engine vehicles was made by domestic scientists: A. M. Turenko, V. O. Bohomolov, F. I. Abramchuk, O. I. Voronkov, S. S. Zhylin, I. M. Nikitchenko, A. I. Kharchenko, V. M. Manoilo, O. Yu. Linkov et al. [9, 21–26]. A series of pneumatic engines was developed at the Department of ICE of the Kharkiv National Automobile and Highway University (KNAHU) on the basis of gasoline engines of MeMZ, ZMZ. Such



**Fig. 4.** Rotary air engine developed by Angelo di Pietro

a series of engines can work as a separate powertrain, and in one block with the ICE in moderate high-speed modes  $n = 600...1500 \text{ min}^{-1}$  and power up to 10...15 kW, which is quite enough for a modern city car that moves at a speed up to 30 km/h [40, 41]. The experimental sample of automobile four-cylinder V-shaped non-reversible piston pneumatic engine with a spool air distributor and combined lubrication system developed by KNAHU is shown in Fig. 6 [42]. This is a converted gasoline engine of the MeMZ-968 with air cooling system.

Also, the staff of the department of ICE KNAHU made a significant contribution to the development of the theory of working processes of pneumatic engines and combined power plants of vehicles. Namely, theoretical methods for organizing working processes and experimental research, methods for influencing design and adjustment parameters on the performance of a pneumatic engine have been developed. The following methods have been developed: the calculation of the air supply process for determining the necessary actual parameters of the inlet and out channels; determination of the necessary power of the pneumatic engine to achieve the maximum vehicle speed (taking into account the specification of routes and time, which made

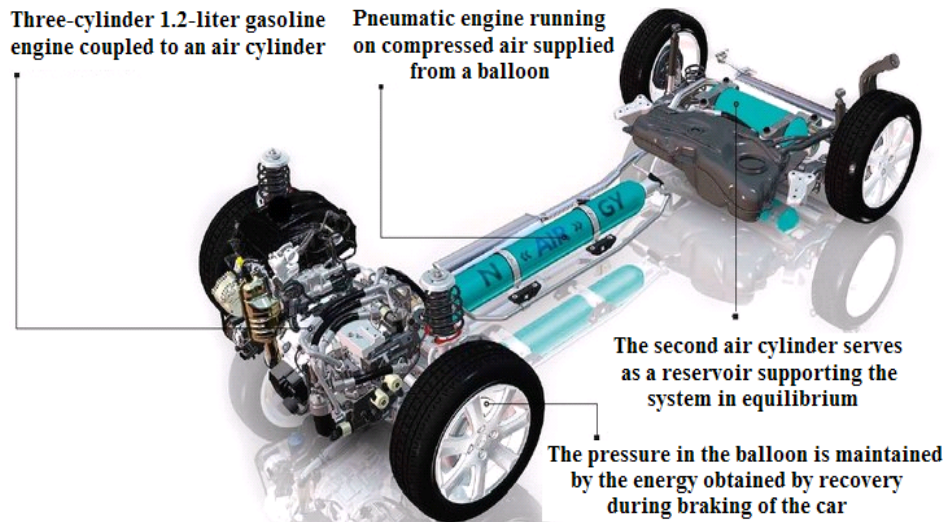


Fig. 5. Peugeot Hybrid Air hybrid unit

it possible to calculate the speed and acceleration of the vehicle); determination of the amount of heat in the process of heating the compressed air to obtain the minimum required an inlet temperature to the pneumatic engine and the effect of the compressed air temperature on the performance of the pneumatic engine work process with spool and valve air distribution [21–26, 40–42]. Patents for combined power plant of vehicles with pneumatic engines are obtained (Fig. 7) [43, 44].

In the scheme proposed by the authors of patents, the ICE and pneumatic engine are combined into a combined power plant and located on a vehicle in a sequential, parallel, or combined schemes with the heating of compressed air. The external speed performance of the pneumatic engine for the ZAZ-968M car, taken off in road conditions is represented in Fig. 8 [42].

Scientists from Beihan University, Beijing, China, proposed a power plant scheme (Fig. 9) with a piston pneumatic engine shown in Fig. 10 (cylinder diameter 85 mm, piston stroke 88 mm, inlet and outlet diameter 12 mm, compression ratio 10) [29].

The power plant consists of a pneumatic engine 9, a cylinder with compressed air 2, a buffer cylinder 4 (provides the corresponding air pressure to the pneumatic engine), two pressure sensors 1, 8, two regulators 3, 7, a pressure relief valve (TESCOM) 5, an electronic control valve (FAIRCHILD) 6, silencer 10 and controller 11.

The output torque (Fig. 11) decreases with increasing rotation speed and increases with increasing supply pressure [29]. The maximum torque can be obtained at the lowest rotation speed and the highest supply pressure. When the supply pressure is 2 MPa, the output torque is 56,55 N·m. By increasing the engine speed, the mass of the charge decreases sharply, which reduces the torque of the engine.

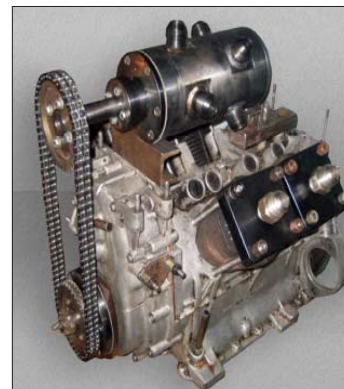


Fig. 6. Pneumatic engine assembled with spool air distributor (without tubes connecting cylinders with spool)

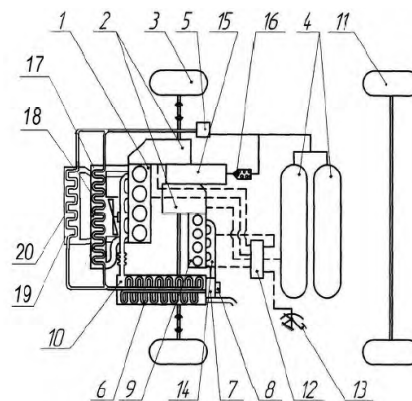


Fig. 7. Scheme of a combined power plant of vehicle:

1 — internal combustion engine; 2 — planetary drive axle transmission mechanism; 3 — drive axle wheels; 4 — pneumatic cylinders; 5 — high pressure regulator; 6 — heat exchanger; 7 — electronic pressure regulator; 8 — electropneumatic valve regulator; 9 — pneumatic engine; 10 — silencer front pipe of ICE; 11 — non-driving axle wheels; 12 — electronic control unit; 13 — cyclic fuel delivery pedal in ICE; 14 — air receiver; 15 — stand-alone three-stage compressor; 16 — high pressure solenoid check valve; 17 — liquid cooling connection system of ICE; 18 — additional heat exchanger; 19 — liquid lubrication connection system; 20 — additional heat exchanger

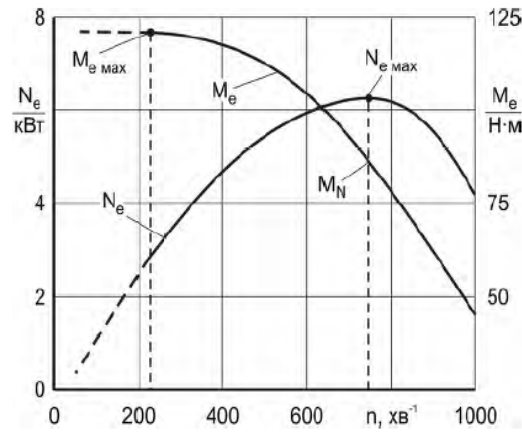


Fig. 8. Full-load curve of the pneumatic engine for the ZAZ-968M car

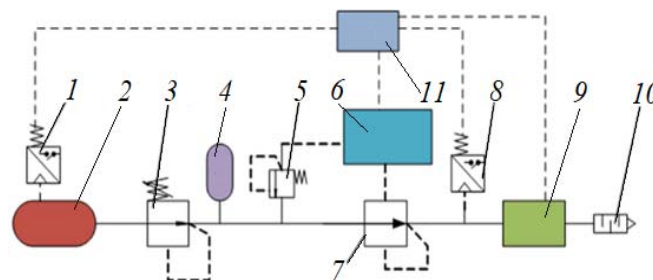


Fig. 9. Schematic diagram of automotive power plant with pneumatic engine

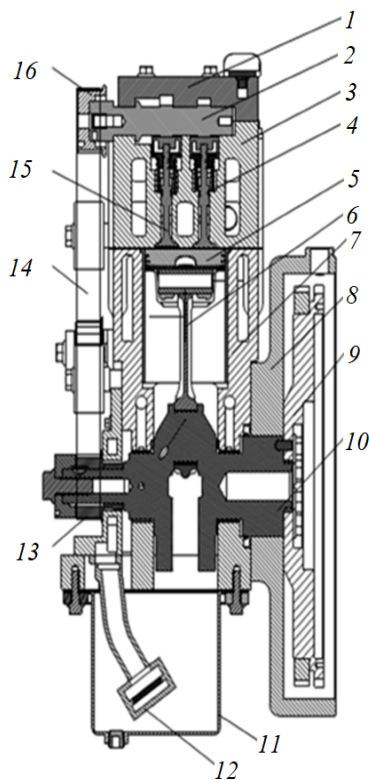


Fig. 10. Pneumatic engine:

1 — cylinder cover; 2 — camshaft; 3 — cylinder head; 4 — outlet valve; 5 — piston; 6 — connecting rod; 7 — cylinder; 8 — flywheel housing; 9 — flywheel; 10 — crankshaft; 11 — oil pan; 12 — oil filter; 13 — low pulley; 14 — driving belt; 15 — inlet valve; 16 — top pulley

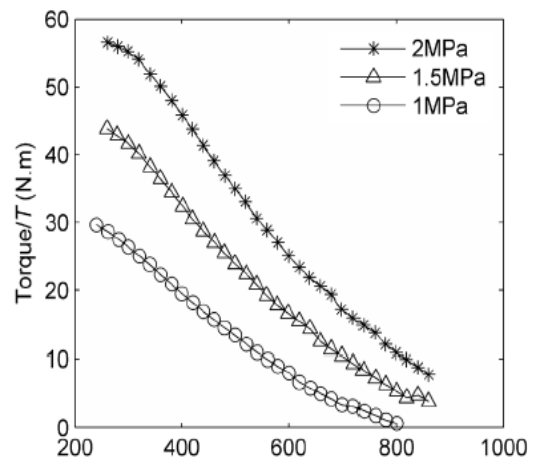


Fig. 11. Changing the torque of the pneumatic engine depending on the frequency of crankshaft rotation

Dependence of the change in the power of the pneumatic engine is represented in Fig. 12 [29]. So, at the beginning, the power sharply increases with increasing rotation speed and reaches the maximum value, then sharply falls. At an air supply pressure of 2, 1,5 and 1 MPa, the maximum output power is 1,92 kW (420 rpm), 1,37 kW (380 rpm) and 0,85 kW (340 rpm), respectively.

The engine efficiency decreases with increasing crankshaft rotation speed and supply pressure (Fig. 13) [29]. When supplying air at a pressure of 2 MPa, the maximum efficiency coefficient is 25%. This is due in particular to the fact that when the pneumatic engine is operating at low speed, the energy of compressed air is more effectively converted into mechanical one. Also, the decrease in the efficiency coefficient with increasing engine speed is associated with an increase in air loss through the throttle, heat loss and exhaust system.

At the University of Kütahya Dumlupınar (Turkey) at the Department of Motor Vehicles and Transport Technology, the four-stroke single-cylinder gasoline engine was converted into a pneumatic engine with a rotary valve operating as a two-stroke [20]. The parameters of the convertible engine are shown in the Table. 2.

Fig. 14 shows the  $P-V$ -diagram of the pneumatic engine operation at different values of the crankshaft rotation frequency, Fig. 15 — changing of torque, air loss and pneumatic engine power at a working pressure of 25 bar, depending on the frequency of crankshaft rotation.

The torque of the pneumatic engine is of the highest value when the crankshaft is rotated at 800 rpm. With increasing engine speed, there is a decrease in torque due to significant air losses. The maximum power of the pneumatic engine was 1,72 kW at 1000 rpm. The highest value of air loss was 12,4 m<sup>3</sup>/h at 600 rpm. The highest effective efficiency coefficient reached 24,42%, while the crankshaft speed was 800 rpm, torque — 17,28 N·m, and power — 1,48 kW [20].

**Discussion.** The use of vehicles with power plants in compressed air has several advantages as well as disadvantages. The advantages include high environmental friendliness, depreciation of production of vehicles (due

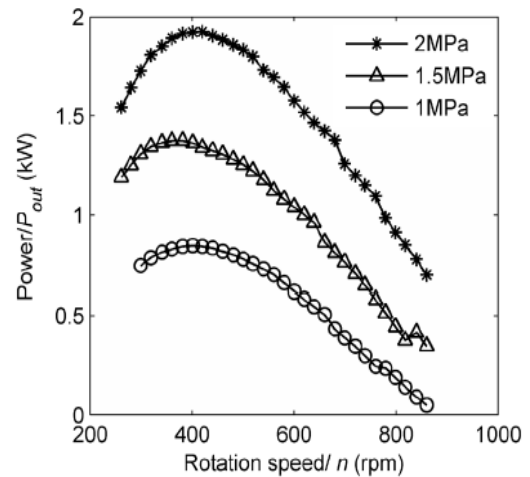


Fig. 12. Changing the power of the pneumatic engine depending on the frequency of crankshaft rotation

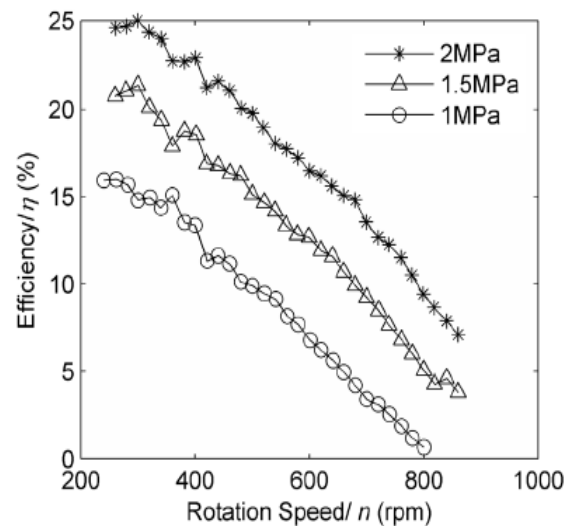


Fig. 13. Changing the effective efficiency coefficient of the pneumatic engine depending on the frequency of crankshaft rotation

to the lack of systems inherent in ICEs), fire safety (an important factor for enterprises of engineering, chemical, petrochemical and mining industries), lower mass and dimensions parameters. In addition, it should be noted the possibility of using cheaper and less durable materials (aluminum, plastic, which have good frictional properties) due to the low fluid temperature, high service life

Table 2. Specifications of the convertible engine

№ n.o.	Parameter	Dimension	Value
1	Type of engine	—	Four-stroke, overhead camshaft
2	Diameter of cylinder	mm	88
3	Piston stroke	mm	64
4	Volume of cylinder	sm <sup>3</sup>	389
5	Rated power at 3600 rpm	kW	8,3
6	Maximum torque at 3000 rpm	N·m	26,5
7	Compression ratio	—	8
8	Type of cooling	—	Air

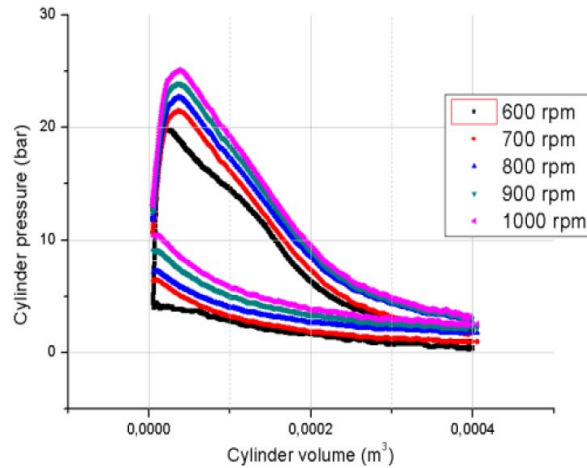


Fig. 14.  $P$ - $V$ -diagram of the pneumatic engine operation at different values of the frequency of crankshaft rotation

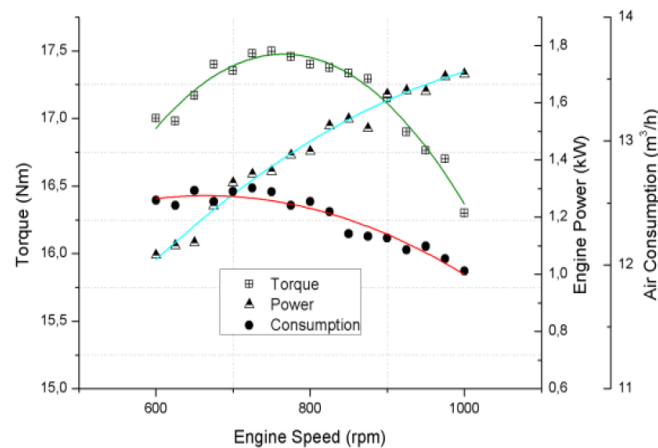


Fig. 15. Characteristics of changes in torque, air loss and engine power, depending on the frequency of crankshaft rotation

of filling cylinders (compared to accumulator batteries). In the presence of specialized filling stations, charging the cylinders does not take much time. Lower vehicle weight contributes to reducing road wear. However, power plants with pneumatic engines also have a number of disadvantages. This is a lower efficiency coefficient at the expense of multiple energy conversion (first you need to spend energy for compressing air, and then from compressed air to get mechanical work), engine cooling due to the expansion of air in the engine. The limited energy consumption of the filling cylinders reduces the duration of the vehicle's movement.

The solution of these and many other problems, in particular, related to the scientific and technical fundamentals of the creation of power plants for various purposes based on pneumatic engines, requires further deeper experimental and theoretical research.

**CONCLUSIONS.** The analysis of domestic and foreign literature allowed establishing the possibility of using the energy of compressed air in the power plants of vehicles. This made it possible to determine the list of problems arising in its application, as well as establish rational ways of further increasing the efficiency of power plants with pneumatic engines. The main advantages and disadvantages of pneumatic engine using in the composition of transport power plants are highlighted. The variants of the scheme of the use of pneumatic engines in the power unit of the vehicle, namely the use of a pneumatic engine as an auxiliary power unit (hybrid units) or, as the main one, are considered. It's also worth noting that rotary engines, in terms of energy, mass and dimensions, and performance parameters, exceed other engines. Some of their inherent operational disadvantages, which may limit their use, can be eliminated or reduced to acceptable standards at the right design solution.



## Список літератури

- [1] The transport sector as a source of air pollution [Text] / R. Colville, E. Hutchinson, J. Mindell, R. Warren // Atmos. Environ. — 2001. — № 35. — P. 1537–1565.
- [2] **Lenschow P.** Some ideas about the sources of PM10 [Text] / P. Lenschow. // Atmos. Environ. — 2001. — № 35. — P. 23–33.
- [3] Road-transport emission projections to 2020 in European urban environments [Text] / M. Kousoulidou, L. Ntziachristos, G. Mellios, Z. Samaras // Atmos. Environ. — 2008. — № 42. — P. 7465–7475.
- [4] BP Statistical Review of World Energy 2018 [Text] : [ 67th edition ]. — London, UK : Centre for Energy Economics Research and Policy, Heriot-Watt University, 2018. — 54 p.
- [5] Dieselnets Emission Standards–European Union: Cars and Light Trucks [Electronic resource]. — Available at : <https://www.dieselnets.com/standards/eu/ld.php> (accessed on 3 May 2015).
- [6] Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting [Text] / Nils Hoofman, Luis Oliveira, Maarten Messagie, Thierry Coosemans, Joeri Van Mierlo //Energies. — 2016. — № 9 (84). — P. 1–24.
- [7] Гибридные автомобили — решение экологической проблемы автомобильного транспорта [Текст] / В. В. Селифонов, К.Е. Карпунин, А. И. Филонов [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». — 2007. — №2. — С. 30–44.
- [8] Гібридні автомобілі [Текст] / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков [та ін.]. — Х. : Крок, 2008. — 327 с.
- [9] Двигатель внешнего сгорания — проблемы, перспективы [Текст] / В. Г. Дьяченко, А. И. Воронков, О. Ю. Линьков, И. Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания : всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ». — 2010. — № 1. — С. 113–118.
- [10] Автомобили с гибридной силовой установкой [Текст] : учеб. пособие для вузов / С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, В. В. Ломакин [и др.]. — М. : МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
- [11] **John German.** Hybrid Vehicles Technology Development and Cost Reduction [Text] / German John // Technical Brief No. 1. — A series on Technology trends in passenger vehicles in the United States. — July 2015. — P. 1–18.
- [12] **Смирнов О. П.** Характерні режими роботи гібридної енергетичної установки автомобіля [Текст] / О.П. Смирнов, В.І. Калмиков // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ. — 2006. — Вып. 18. — С. 13–15.
- [13] **Носач В. Г.** Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 3. — С. 42–50.
- [14] **Mytrofanov O.** Analysis of the piston engine operation on ethanol with the synthesis-gas additives [Text] / O. Mytrofanov, A. Proskurin, A. Poznanskiy // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. — 2018. — Vol. 4/1 (94). — P. 14–19. — Doi : 10.15587/1729-4061.2018.136380.
- [15] **Левтеров А. М.** Экспериментальный образец водородного автомобиля на базе модели ГАЗ-2705 [Текст] / А. М. Левтеров, В. Д. Савицкий // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ. — 2008. — № 22. — С. 7–9.
- [16] Характеристики процесса сгорания двигателя 2Ч 7,2/6 с добавками до 65 % синтез-газа к бензину [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский, А. Ю. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания : всеукр. науч.-техн. журнал. — Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. — № 1. — С. 33–37.
- [17] Ефективність використання термохімічного перетворення етанолу в енергетичній установці на базі двигуна 1Ч 6,8/5,4 [Текст] / О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Авиационно-космическая техника и технология. — 2017. — № 8 (143). — С. 26–30.
- [18] Повышение эффективности двигателя 4Ч 8,4/9,1 путём добавки синтез-газа к бензину [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский, А. Ю. Проскурин // Авиационно-космическая техника и технология. — 2016. — № 7 (134). — С. 134–138.
- [19] European Vehicle Market Statistics–Pocketbook 2018/19 [Text] : International Council on Clean Transportation. — Berlin, 2018. — 64 p.
- [20] **Akif Kunt M.** Transformation of a Piston Engine into a Compressed Air Engine with Rotary Valve [Text] / M. Akif Kunt // SSRG International Journal of Mechanical Engineering ( SSRG – IJME ). — Vol. 3, Issue 11. — November, 2016. — P. 1–5.
- [21] **Воронков А. И.** Рабочий процесс автомобильного пневмодвигателя [Текст] : монография / А. И. Воронков, И. Н. Никитченко. — Харьков : ХНАДУ, 2015. — 200 с.
- [22] **Абрамчук Ф. И.** О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной силовой установки [Текст] / Ф. И. Абрамчук, А. И. Воронков, И. Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. — 2010. — Вып. 48. — С. 200–205.
- [23] О выборе рациональных задаваемых параметров работы поршневого пневмодвигателя с клапанным воздухораспределением [Текст] / Ф. И. Абрамчук, А. И. Харченко, С. С. Жилин [и др.] // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ. — 2011. — Вып. 27. — С. 141–147.
- [24] **Воронков А. И.** Изменение эффективных экономических показателей работы пневмодвигателя по скоростным характеристикам [Текст] / А. И. Воронков // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. — 2015. — Вып. 68. — С. 57–61.
- [25] **Воронков А. И.** Влияние подогрева воздуха на эффективные показатели рабочего процесса пневмодвигателя [Текст] / А. И. Воронков // Двигатели внутреннего сгорания : всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ». — 2016. — 255 с.
- [26] **Воронков А. И.** Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации [Текст] / А. И. Воронков, Э. В. Тесленко, Т. А. Удовик // Вестник ХНАДУ : сб. науч. тр. — 2016. — Вып. 75. — С. 100–108.

- [27] **Salvi B. L., Subramanian K. A.** Sustainable Development of Road Transportation Sector Using Hydrogen Energy System [Text] / B. L. Salvi, K. A. Subramanian // Renewable and Sustainable Energy Reviews — November 2015. — Vol. 51. — P. 1132–1155. — <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.030>.
- [28] Perspectives for the Expansion of New Renewable Energy Sources in Brazil [Text] / A. O. P. Jr, R. C. D. Costa, C. D. V. Costa [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. — July 2013. — Vol. 23. — P. 49–59. — <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.020>.
- [29] **Qihui Yu, Maolin Cai.** Experimental Analysis of a Compressed Air Engine [Text] / Yu Qihui, Cai Maolin // Journal of Flow Control, Measurement & Visualization. — 2015. — № 3. — P. 144–153. — <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.
- [30] **Bhardwajsinh Mahida, Dipak C. Gosai.** An Experimental Study on I.C. Engine Using Compressed Air as Alternate of Fuel [Text] : A Review / Mahida Bhardwajsinh, C. Gosai Dipak // International Journal of Science and Research (IJSR). — December 2015. — Vol. 4, Issue 12. — P. 1787–1791.
- [31] Fabrication of Compressed Air Bike [Text] / K. L. Mr. Rixon, Shareef V. Mohammed, K. S. Prajith, K. Sarath, S. Sreejith, P. Sreeraj // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). — March–2016. — Vol. 03, Issue: 03. — P. 1863–1866.
- [32] **Pramod Kumar J.** Air powered engine [Text] / Kumar J Pramod // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). — March–April 2016. — Vol. 7. — P. 66–72.
- [33] Compressed Air Vehicle [Text] / I. I. Sayyad, Aniket Karandikar, Anuja Murkute, Ravikiran Karmankar, Madhavi Wagh // International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET). — June 2016. — Vol. 4, Issue VI. — P. 82–88.
- [34] Conversion of Single Cylinder 2-Stroke Petrol Engine Into Compressed Air Engine Using A Cam-Operated Dcv [Text] / Radheshyam Wagh, Sagar Nikam, Yogesh Salame, Swamini Chopra // International Journal On Recent And Innovation Trends In Computing. — 2016. — № 4 (4). — P. 24–28.
- [35] **Кривская П.** Петербургский «Духоход» [Текст] / П. Кривская // Наука и Жизнь. — 2003. — № 6. — С. 50–51.
- [36] Станет ли новым хорошо забытое старое? [Текст] // Двигатель. — 2005. — Вып. № 2 (38).
- [37] **Пат. на винахід України №7592.** Поршнева машина [Текст] / Волошук О. І., Шабалін Ю. В., Фролов В. К., Тетерев В. С. ; Український науково-дослідний інститут технології суднобудування ; 4345140/SU ; 29 вересня 1995 р. — Бюл. № 3.
- [38] **Пат. США №6305171B1 F01K 7/34.** Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection [Text] / Guy Negre, Cyril Negre ; опубл. 23.10.2001.
- [39] **Thipse S. S.** Compressed Air Car [Text] / S. S. Thipse // Special Feature : Air Pollution Control Technologies. Engine Development Laboratory, Automotive research. — Association of India, 2008. — P. 33–37.
- [40] Пневмодвигатель для автомобильной гибридной силовой установки [Текст] / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук [и др.] // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ. — 2009. — Вып. 24. — С. 7–10.
- [41] **Воронков О. І.** Визначення часу перетину в золотниковому розподільнику пневмодвигуна [Текст] / О. І. Воронков, О. Ю. Лісіна, І. М. Нікітченко // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ. — 2014. — Вып. 34. — С. 39–43.
- [42] **Воронков О. І.** Методологія організації робочого процесу пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки міського автомобіля [Текст] : дис. на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук : 05.05.03 / Воронков Олександр Іванович. — Харків, 2017. — 393 с.
- [43] **Пат. 100503 Україна МПК 7 В60К 6/00.** Комбінована силова установка автотранспортного засобу [Текст] / Воронков О. І., Нікітченко І. М., Тесленко Е. В., Ліньков О. Ю., Назаров А. О. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. — № u201501594 ; заявл. 24.02.2015 р. ; опубл. 27.07.2015 р. ; Бюл. № 14.
- [44] **Пат. 101604 Україна МПК 7 В60К 6/00 В60К 5/00 F28С 3/00.** Комбінована силова установка автотранспортного засобу [Текст] / Воронков О. І., Нікітченко І. М., Тесленко Е. В., Ліньков О. Ю., Назаров А. О. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. — № u201502228 ; заявл. 13.03.2015 р. ; опубл. 25.09.2015 р. ; Бюл № 18.

© О. С. Митрофанов  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. *С. І. Сербін*



**Oleksii  
P. Yastreba**  
Ястреба  
Алексей  
Петрович

УДК 629.5.01

## **METHOD FOR DETERMINATION OF ESCORT TUGS MAIN DIMENSIONS AND CHARACTERISTICS AT CONCEPTUAL DESIGN STAGE**

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ  
И ХАРАКТЕРИСТИК ЭСКОРТНЫХ БУКСИРОВ  
ПРИ КОНЦЕПТУАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭТИХ СУДОВ**

DOI 10.15589/SMI20180203

Oleksii P. Yastreba

А. П. Ястреба, старш. преп.

oleksii.yastreba@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-5505-1281

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The paper is devoted to the development of a method for determination of main dimensions and characteristics of escort tugs designed for escorting tankers, gas carriers and other types of vessels with hazardous cargoes. Classification Societies require a reasonable preliminary calculation of the maximum holding force acting on a tug at the escort speed of 8 and 10 knots to be submitted in order to assign an escort class to a tug. The method for determination of hydrodynamic forces acting on the ASD escort tug during stationary escort operations is described. The method is based on processing of the data collected during towing tests of such tugs in the towing tank of the National University of Shipbuilding (NUOS). Processing of the experimental data allowed to obtain regression dependencies for stationary hydrodynamic forces acting on the escort tug on the drift angle ranging from 0 to 90 degrees. Towing tests were carried out on request of design organizations, and escort tug projects by TransShip Corporation were mainly used. These projects are TUG40, TUG50, TUG55, TUG55TA, TUG60, TUG60L, TUG60LA and TUG70 by E. D. Demidov, General Designer. The data obtained based on using the developed dependencies was compared with the data of full-scale tests of escort tugs of this series. Obtained dependences are included in the equations of motion of escort tug operational purpose, which is an integral part of the optimization problem of determination of escort tug main dimensions and characteristics. A method for solving the transcendental equations of the tug stationary motion during escort operations is proposed, similar to the method for solving an optimization problem. Using the obtained method for determination of hydrodynamic forces and the operational purpose, the problem of determination of escort tug main dimensions is defined with solution oriented to optimize dimensions based on escort tug serving a random stream of vessels arriving at the seaport.

**Keywords:** escort; towing tank; towing tests.

**Анотація.** Розроблені метод визначення головних розмірів та характеристики ескортних буксирів, призначених для супроводження танкерів, газовозів та інших типів суден, які перевозять небезпечні вантажі. За вимогами класифікаційних товариств для надання буксиру ескортного класу необхідно здійснити попередній розрахунок максимального утримувального зусилля буксира при швидкості ескортування 8 та 10 вузлів. Викладено метод визначення гідродинамічних сил, які діють на корпус ескортного буксира в умовах стаціонарних ескортних операцій. Метод побудовано на основі обробки даних буксирувальних випробувань цих буксирів у дослідному басейні Національного університету кораблебудування (НУК). Обробка даних буксирувальних досліджень дозволила побудувати регресійні залежності для стаціонарних гідродинамічних сил, які діють на буксир у діапазоні кутів дрейфу від 0 до 90 градусів. Буксирувальні випробування були проведені на замовлення проектних організацій, більша кількість яких виконано за проектами ескортних буксирів корпорації TransShip. Це проекти буксирів TUG40, TUG50, TUG55, TUG55TA, TUG60, TUG60L, TUG60LA і TUG70 генерального конструктора Є.Д. Демідова. Виконано порівняння результатів, отриманих на основі використання побудованих залежностей, з результатами натурних випробувань ескортних буксирів цієї серії. Отримані залежності включені в рівняння руху задачі функціонування ескортного буксира, яка є невід'ємною частиною оптимізаційної задачі визначення головних розмірів та характеристик ескортного буксира. Був запропонований метод розв'язання трансцендентних рівнянь стаціонарного руху буксира в умовах ескортних операцій, аналогічний методу розв'язання оптимізаційної задачі. За допомогою побудованого методу визначення гідродинамічних сил та задачі функціонування сформувано задачу визначення головних

розмірів буксира з орієнтуванням її розв'язання на оптимізацію розмірів на основі обслуговування ескортним буксиром випадкового потоку суден, які відвідують морський порт.

**Ключові слова:** ескорткування; дослідний басейн; буксирувальні випробування.

**Аннотація.** Разработаны метод определения главных размерений и характеристики эскортных буксиров, предназначенных для сопровождения танкеров, газовозов и других типов судов, которые перевозят опасные грузы. По требованиям классификационных обществ для присвоения буксиру эскортного класса необходимо осуществить обоснованный предварительный расчет максимальной удерживающей силы буксира при скорости эскортирования 8 и 10 узлов. Изложен метод определения гидродинамических сил, действующих на эскортный буксир типа ASD в условиях стационарных эскортных операций. Метод построен на основе обработки данных буксировочных испытаний таких буксиров в опытовом бассейне Национального университета кораблестроения (НУК). Обработка данных экспериментальных исследований позволила построить регрессионные зависимости для стационарных гидродинамических сил, действующих на эскортный буксир в диапазоне углов дрейфа от 0 до 90 градусов. Буксировочные испытания были проведены по заказам проектных организаций, наибольшее число которых осуществлено по проектам эскортных буксиров корпорации TransShip. Это проекты буксиров TUG40, TUG50, TUG55, TUG55TA, TUG60, TUG60L, TUG60LA и TUG70 генерального конструктора Е. Д. Демидова. Выполнено сравнение данных, полученных на основе использования построенных зависимостей, с данными натурных испытаний эскортных буксиров этой серии. Полученные зависимости включены в уравнения движения задачи функционирования эскортного буксира, которая является неотъемлемой частью оптимизационной задачи определения главных размерений и характеристик эскортного буксира. Предложен метод решения трансцендентных уравнений стационарного движения буксира в условиях эскортных операций, аналогичный методу решения оптимизационной задачи. С помощью построенного метода определения гидродинамических сил и задачи функционирования сформирована задача определения главных размерений эскортного буксира с ориентацией ее решения на оптимизацию размерений на основе обслуживания эскортным буксиром случайного потока судов, посещающий морской порт.

**Ключевые слова:** эскортирование; опытовый бассейн; буксировочные испытания.

## References

- [1] Azimuth Stern Drive Tug [Electronic resource] / Damen Shipyards. – Available at : <https://products.damen.com>.
- [2] Slizhevskiy N. B. *Raschet eskortnykh kharakteristik buksira* [Calculation of escort characteristics of the tug] / N. B. Slizhevskiy, A. S. Markov // *Zbirnik naukovikh prats UDMTU*. – 2002 – № 7 (385). – S. 3–12.
- [3] Pozdeev V. A. *Metod opredeleniya gidrodinamicheskikh sil, deystvuyushchikh na buksir v rezhimakh eskortnykh operatsiy* [Method for determination of the hydrodynamic forces acting on the tow modes escort operations] / V. A. Nekrasov, A. P. Yastreba // *Zbirnik naukovikh prats NUK*. – 2010. – № 6. – S. 47–55.
- [4] *Razrabotka programmnoho obespecheniya dlya opredeleniya maksimalnoy uderzhivayushchey sily i ugla krena eskortnykh buksirov v sootvetstviy s trebovaniyami Pravil RS* [Development of software for determining the maximum holding force and roll angle of escort tugboats in accordance with the requirements of the RS Rules] / A. I. Nemzer, A. V. Yurkanskiy, M. A. Kuteynikov, M. Ye. Zakharov // *Nauchno-tekhnicheskii sbornik Rossiyskogo morskogo registra sudokhodstva*. – 2016. – № 42/43. – S. 70–74.
- [5] Voytkunskiy Ya. I. *Spravochnik po teorii korablya t.3. Upravlyaemost vodoizmeshchayushchikh sudov* [Handbook of the theory of the ship v.3. Handling of displacement vessels] / Ya. I. Voytkunskiy. – L.: Sudostroenie, 1985. – 544 s.
- [6] *Oborudovanie dlya eksperimentalnogo opredeleniya kharakteristik eskortnykh buksirov i metodika perscheta rezultatov modelnykh ispytaniy na naturu* [Equipment for the experimental determination of the characteristics of escort tugboats and methods for recalculating the results of model tests for nature] / V. A. Nekrasov, D. A. Drobot, S.A. Cherevatenko, A. P. Yastreba // *Innovatsii v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi (5.10–7.10.2011): Materiali II mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii prisvyachenoï 20-richchyu nezalezhnosti Ukraini* / Natsionalniy universitet korablebuduvannya imeni admirala Makarova. – M. : NUK, 2011. – S. 88–90.
- [7] Nekrasov V. A. *Opredelenie kharakteristik eskortnykh buksirov na osnove dannykh modelnykh ispytaniy v opytovom baseyne NUK* [Characterization of escort tugboats based on data from model tests in the NUOS towing tank] / V. A. Nekrasov, A. P. Yastreba // *Innovatsii v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi (4.10–6.10.2012): Materiali III mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii prisvyachenoï 75-richchyu stvorenniya Mikolaïvskoï oblasti* / Natsionalniy universitet korablebuduvannya imeni admirala Makarova. – M. : NUK, 2012. – S. 139–141.
- [8] Craneship [Electronic resource]. – Available at : [www.craneship@ua](http://www.craneship@ua).
- [9] Ivanov A. *Robot po imeni «Panda»* [ Robot named «Panda»] / A. Ivanov // *Sudostroenie i sudoremont*. – 2011. – № 6 (50). – S. 22–29.
- [10] Nekrasov V. A. *Formulirovka optimizatsionnoy zadachi vybora glavnykh razmereniy eskortnogo buksira* [The formulation of the optimization problem of the choice of the main dimensions escort tug] / V. A. Nekrasov, A. P. Yas-

treba // *Innovatsii v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi (20.05–22.05.2015): Materiali vseukraïnskoï naukovo-tekhnichnoï konferentsii z mizhnarodnoyu uchastyu «Suchasni tekhnologii proektuvannya, pobudovi, ekspluatatsii i remontu suden, morskikh tekhnichnikh zasobiv i inzhenernikh sporud»* / Natsionalnyi universitet korablebuduvannya imeni admirala Makarova. – M. : NUK, 2015. – S. 46–47.

[11] IMO. Resolution A. 751(18) [Text], 1993.

[12] Rules for the Classification of Steel Ships [Text] / Bureau Veritas. – Chapter 13, Sec.1, 2, 3. – P. 55–70.

[13] MaxSurf 20 enterprise V8i. Bentley engineering 2013 [Text].

[14] Gofman A. D. *Dvizhitelno-rulevoy kompleks i manevrirovaniye sudna* [Propulsion and steering complex and maneuvering vessel]: Spravochnik / A. D. Gofman. – L.: Sudostroenie, 1988. – 360 s.

[15] Khimmelblau D. R. *Prikladnoe nelineynoe programmirovaniye* [Applied nonlinear programming]: / D. R. Khimmelblau. – M.: Mir, 1975. – 576 s.

[16] *Tekhnicheskiiy otchet o provedeniiy eskortnykh ispytaniy buksira «Pantera», proekt TUG60L. TUG60L.360285.005.* – Kirgan Holding S.A., 2010. – 9 s.

[17] Nekrasov V. A. *Issledovatel'skoe proektirovaniye eskortnykh buksirov* [Research design escort tugs] / V. A. Nekrasov, A. V. Bondarenko, A. P. Yastreba // *Innovatsii v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi (11.10–13.10.2017): Materiali VIII mizhnarodnoï naukovo-tekhnichnoï konferentsii* / Natsionalnyi universitet korablebuduvannya imeni admirala Makarova. – M. : NUK, 2015. – S. 46–47.

**Problem statement.** Determination of escort tugs main dimensions and characteristics is a recent problem of tug resource supplement of the modern seaports.

The solution to this problem is usually carried out at conceptual design stage (design study). At the same time for the modern seaports the ASD escort tug is the most effective tug class in terms of power and maneuverability [1]. Small size (maximum length up to 35 meters) allows ASD escort tugs to escort tankers, gas carriers, chemical carriers and other types of vessels carrying hazardous cargoes with displacement of 100–120 thousand tons. Classification Societies require calculation of the maximum steering force at the escort speed of 8 and 10 knots to be submitted in order to assign an escort class to a tug. To calculate the steering force and to determine escort tugs main dimensions and characteristics, a method was developed that allows these values to be determined at conceptual design stage.

**Latest research and publications analysis.** The papers by N. B. Slizhevskiy, A. S. Markov [2] and V. A. Pozdeev, V. A. Nekrasov, A. P. Yastreba [3] are devoted to determination of the forces acting on the ASD escort tugs during stationary escort operations. The effect of unsteady forces on the ASD tug is explored in the paper by A. I. Nemzer, A. V. Yurkanskiy, M. A. Kuteynikov, M. E. Zakharov [4]. In the paper [2], the determination of steady forces is carried out from a perspective of the hydrodynamic vortex theory of the flow of fluids around the bodies. In this paper a tug and a skeg are considered as a whole. In the paper [3], steady forces acting on a tug are determined based on the consideration of the tug hull and its skeg as separate units, followed by using the experimental data on blow-downs of ship-shaped bodies in the wind tunnel, summarized by N. I. Anisimova [5], for these parts of the hull.

### Separation of previously unsolved parts of the

**general problem.** The following usage of methods for determination of steady forces acting on a tug during stationary escort operations, described in the papers [2, 3], indicated the possibility of substantial refinement of their values based on experimental data on positional handling characteristics of escort tugs collected during tests in the NUOS towing tank. The tests were carried out using special equipment that was designed, manufactured and used in experimental tests of the forces acting on the escort tug models with direct participation of the author of this article [6, 7].

The most presentable group of escort tugs, undergone the towing tests in the NUOS towing tank, is a range of escort tugs designed by E. D. Demidov, TransShip General Designer. This group includes the following escort tug projects: TUG40, TUG50, TUG55, TUG55TA, TUG60, TUG60L, TUG60LA and TUG70, that present a large part of power and displacement range of escort tugs. These projects are presented on the of CraneShip website [8] and in the “Shipbuilding and Ship Repair” magazine [9].

**THE ARTICLE AIM** — development of a method for determination of escort tugs main dimensions and characteristics at the conceptual design stage.

To develop this method, a number of objectives were achieved. Received solutions were applied in this paper.

The first objective was to develop a new method for determination of forces acting on a tug during stationary escort operations based on data collected during towing tests of escort tug models of TUG40–TUG70 projects in the NUOS towing tank.

The second objective of the proposed method for determination of the escort tug main dimensions and characteristics was to improve its operational purpose,

consisting in re-orientation of this purpose from a deterministic approach with fixed characteristics of the escorted vessel to the escort tug being able to serve a certain stream of escorted vessels, i.e. consideration of the escorted vessel to be of random displacement value. For the first time such a re-orientation was carried out by the author of this article in the report by V. A. Nekrasov, A. P. Yastreba [10].

Finally, the main goal of design study is to define and solve the optimization problem of determination of tug main elements and characteristics based on the described operational purpose of the escort tug. At the same time the definition of the optimization problem for tug main elements described in the paper [10] requires additional consideration of Classification Societies requirements to safety of escort operations in terms of handling capabilities of the escorted vessel, stipulated due to the escorted vessel limitation in performing zigzag maneuver during escort operation [11].

**Methods, object and subject of research.** In this study a method was used to determine the forces acting on the tug hull during escort operations, based on processing of the data collected during towing tests of escort tug models in the towing tank; Powell's method — one of the non-linear programming methods was used to find a global minimum in the optimization problem of the objective function. *The object of the research* is the design process, *the subject of the research* is the method for determination of the escort tug main dimensions and characteristics.

**Basic material**

**1. The method for determination of forces acting on the tug during stationary escort operations**

The method is based on the data from a number of ASD escort tug projects, undergone the towing tests in the NUOS towing tank. This range consists of the following escort tugs: TUG40, TUG50, TUG55, TUG-55TA, TUG60, TUG60L, TUG60LA and TUG70, that present a large part of the power and displacement range of the ASD escort tugs, currently used in seaports.

The method is designed to use the obtained expressions for the forces acting on the tug as part of the equations of stationary escort operations represented by Fig. 1 and equalities (1), used in determination of steering force and braking force required for the Classification Society to assign a class [12] to escort tug.

The values of the above characteristics of the stationary movement mode of the escort tug and escorted vessel are determined by solving the following system of equations [10]:

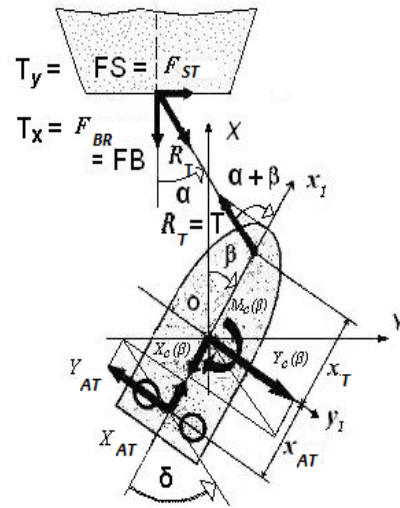


Fig. 1. Chart of escort configuration:

$R_T$  — towline pull;  $x_T$  — distance to the bow towing eye;  $\alpha$  — towline angle;  $\beta$  — drift angle of the escort tug;  $\delta$  — tilt angle of the azimuth thrusters;  $X_C$  — longitudinal hydrodynamic force acting on the escort tug hull;  $Y_C$  — lateral hydrodynamic force;  $M_C$  — hydrodynamic momentum;  $X_{AT}$  — longitudinal component of the effective pull of two azimuth thrusters, acting on the tug hull as it moves at speed  $V_s$  and with angle of inflow to the azimuth thrusters  $(\beta - \delta)$  created by this movement;  $Y_{AT}$  — lateral component of the effective pull of two azimuth thrusters, acting on the tug hull as it moves at speed  $V_s$  and with angle of inflow to the azimuth thrusters  $(\beta - \delta)$  created by this movement;  $x_{AT}$  — distance to the vertical axes of azimuth thrusters

$$\begin{aligned} R_T \cos(\beta + \alpha) + X_C(\beta) + X_{AT}(\beta - \delta) &= 0 \\ -R_T \sin(\beta + \alpha) + Y_T(\beta) + Y_{AT}(\beta - \delta) &= 0 \\ -R_T \sin(\beta + \alpha)x_T + M_C(\beta) + Y_{AT}(\beta - \delta)x_{AT} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

In this case, the projections of active forces  $X_C(\beta)$ ,  $Y_C(\beta)$  and momentum  $M_C(\beta)$  on the axes of  $ox_1y_1z_1$  coordinate system linked to the tug are determined by the expressions below

$$\begin{aligned} X_C(\beta) &= C_X(\beta)\rho v^2 / 2A_L \\ Y_C(\beta) &= C_Y(\beta)\rho v^2 / 2A_L \\ M_C(\beta) &= C_M(\beta)\rho v^2 / 2A_L L \end{aligned} \quad (2)$$

where  $\rho$  — fluid density;  $v$  — tug speed;  $A_L$  — lateral underwater area;  $L$  — waterline length.

As a result of experimental tests in the NUOS towing tank, it was found that the structural dependence of the coefficients of the active forces  $C_X(\beta)$ ,  $C_Y(\beta)$  and momentum  $C_M(\beta)$  on the drift angle  $\beta$  ranging from 0 to 90 degrees can be represented by the following approximate expressions:

$$\begin{aligned} C_x(\beta) &= -0,075 \sin\{\pi - \arcsin(C_{x0}/0,075)\}[1 - \beta/\psi] \\ C_y(\beta) &= 0,5C_{y\beta} \sin 2\beta \cos \beta + c_2 \sin \beta |\sin \beta| \\ C_M(\beta) &= C_{m\beta} \sin 2\beta \end{aligned} \quad (3)$$

where  $C_{x0}$  — drag coefficient of the tug ahead going at speed  $v$ ;  $\psi = \psi_1 + \psi_2$  — trim angle ( $\psi_1$  — static trim and  $\psi_2$  — running trim, determined according to the data [5]);  $C_{y\beta}$ ,  $c_2$ , and  $C_{m\beta}$  — positional derivatives of the lateral force coefficients and momentum coefficient with respect to drift angle  $\beta$ .

Positional derivatives  $C_{y\beta}$ ,  $c_2$  and  $C_{m\beta}$  depend on the geometric characteristics of the hull. When considering the main body of the tug hull and tug skeg as a whole, the following characteristics are selected:

- $\sigma_1$  — lateral area coefficient;
- $d/L$  — ratio of average draft  $d$  to waterline length  $L$ ;
- $d/B$  — ratio of average draft  $d$  to waterline beam  $B$ ;
- $L/B$  — ratio of waterline length  $L$  to waterline beam  $B$ ;
- $C_p$  — prismatic coefficient.

Selection of these characteristics is determined by simplicity of their determination by using Maxsurf program [13] at conceptual and preliminary design stages.

The structural dependence of positional derivatives  $C_{y\beta}$ ,  $c_2$  and  $C_{m\beta}$  on the characteristics of the tug hull with the skeg included is adopted by analogy with the structural dependence of the forces and momentum coefficients specified in the vessel handling theory [14]:

$$\begin{aligned} C_{y\beta} &= \pi(d/L)(a_1/C_p)^{(2,5)}((L/B)/a_2)^{0,33} + (\sigma_1 - a_3) \\ c_2 &= b_1(3(d/B))^{0,5}(b_2/C_p)^{1,5} + b_3(\sigma_1 - b_4) \\ C_{m\beta} &= d_1(d/L)d_2(d_3 - C_p) + (d_4 - \sigma_1) \end{aligned} \quad (4)$$

At the same time the processing of the data presented by the above-mentioned range of design solutions for the escort tugs resulted in the following values of the coefficients  $a_i$ ,  $b_i$  and  $d_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ):

$$\begin{aligned} a_1 &\approx 0,720; a_2 \approx 2,941; a_3 \approx 0,962; \\ b_1 &\approx 0,722; b_2 \approx 0,853; b_3 \approx 0,851; b_4 \approx 0,953; \\ d_1 &\approx 0,383; d_2 \approx 0,104; d_3 \approx 0,602; d_4 \approx 0,904. \end{aligned} \quad (5)$$

The approximation quality of the experimental data on the forces acting on the hull of the TUG60L tug (“Pantera”), obtained by the described method in the absolute OXYZ coordinate system at speed of 6, 8 and 10 knots, is shown on Fig. 2. The Figure is based on experimental data similar to given in the paper [3] for the TUG60 tug project.

The obtained dependences of hydrodynamic forces (2)–(5) were used to solve the transcendental equations of tug motion during stationary escort operation

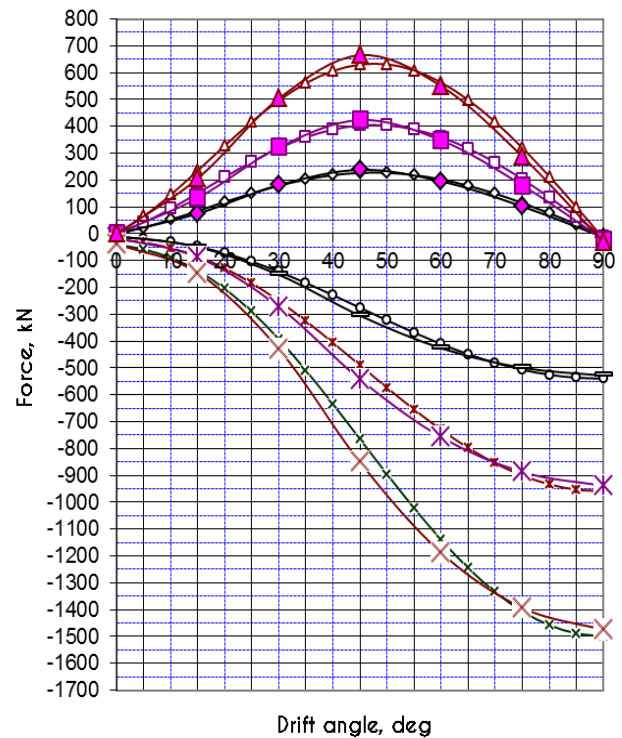


Fig. 2. Dependences of hydrodynamic forces XX and YY acting on the hull of the TUG60L tug (“Pantera”) on the drift angle:

- $XX V_s = 6$  kn; —◇—  $YY V_s = 6$  kn;
- ×—  $XX V_s = 8$  kn; —□—  $YY V_s = 8$  kn;
- ×—  $XX V_s = 10$  kn; —△—  $YY V_s = 10$  kn;
- $XX V_s = 6$  kn, NUOS test; —◇—  $YY V_s = 6$  kn, NUOS test; —×—  $XX V_s = 8$  kn, NUOS test; —□—  $YY V_s = 8$  kn, NUOS test; —×—  $XX V_s = 10$  kn, NUOS test; —△—  $YY V_s = 10$  kn, NUOS test

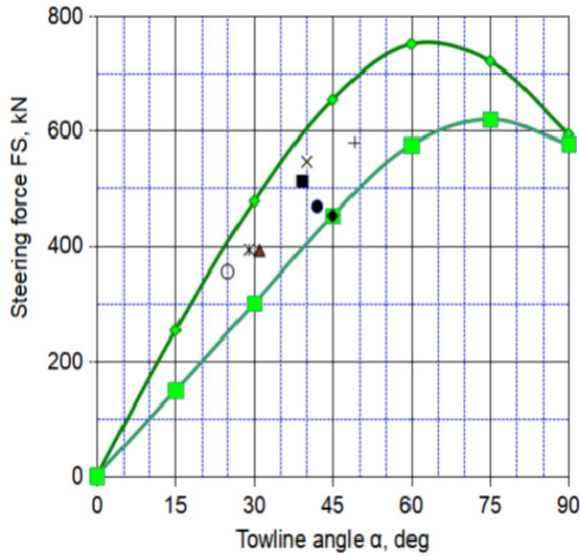
modes (1). With given value of speed  $v$  and towline angle  $\alpha$ , the solution to these equations of motion is obtained by finding a global minimum (zero) in the unconstrained optimization problem of the following objective function  $F(\beta, \delta, R_T)$  of the independent variables  $\beta, \delta, R_T$ :

$$F(\beta, \delta, R_T) = (\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2 + (\sum M_z)^2, \quad (6)$$

by one of the methods of nonlinear programming — Powell's method [15]. In the expression for the objective function (6), the components  $\sum F_x, \sum F_y$  and  $\sum M_z$  are the right sides of the equations (1).

The solutions to the equations of escort operations (1) obtained by the method described were compared with the data of full-scale escort tests of existing tugs.

For the above TUG60L escort tug (“Pantera”), the solutions to the equations of motion (1) with values of the steering force FS, while using the data from the stated experimentally valid method for determination of hydrodynamic forces acting on the tug hull, are shown on the Fig. 3. The results of full-scale tests of the TUG60L tug [16] are shown on the same Figure.



**Fig. 3.** Dependence of the steering force  $FS$  of the TUG60L escort tug (“Pantera”) on the towline angle  $\alpha$ :

—◆—  $FS V_s = 10$  kn; —■—  $FS V_s = 8$  kn, —●— Escort 1  $V_s = 7,9$  kn; —■— Escort 2  $V_s = 7,9$  kn; —◆— Escort 3  $V_s = 7,7$  kn; —▲— Escort 4  $V_s = 7,8$  kn; —+— Escort 5  $V_s = 10$  kn; —\*— Escort 6  $V_s = 9,1$  kn; —×— Escort 7  $V_s = 9,5$  kn; —○— Escort 8  $V_s = 9,8$  kn

### 2. Improvement of definition of the escort tug operational purpose

Modern seaport’s significant problem of tug resource supplement is to orient the ordered tug towards special group of vessels arriving at the seaport. The reason for this is that vessels with hazardous cargo arriving at seaport are serviced by few escort tugs of different power. Small escort tug is not able to escort large vessels. Meanwhile, using powerful tugs for escorting small vessels is not of economic benefit. Due to the fact that displacement or deadweight of vessels with hazardous cargo arriving at the port are random values, the orientation of the ordered escort tug should be carried out based on the assumption of the displacement or deadweight of the served group of vessels being a random value determined by distribution law based on empirical data. The generation of such random variable is carried out using the Monte-Carlo method.

### 3. Further development of determination and solving of the optimization problem of selecting the escort tug main elements

In general terms, such escort tug optimization problem is defined and solved in the papers by V.A. Nekrasov, A. V. Bondarenko, A. P. Yastreba [17].

The problem consists in minimization of the objective function (OF)

$$OF\{U, x\} \Rightarrow \text{extr}$$

subject to the constraints:

$$\begin{aligned} En(x) &\geq 0, & n &= 1, 2, 3; \\ Fk(x) &\geq [Fk], & k &= 1, 2, \dots, K; \\ PCI[Pt] &\leq [PCI], & l &= 1, 2, \dots, L; \\ x &\leq xq, & q &= 1, 2, \dots, Q, \end{aligned}$$

where  $En(x) \geq 0$  — constraints providing the necessary level of tug efficiency (constraints on buoyancy, capacity, performance, etc);

$Fk(x) \geq [Fk]$  — reliability constraints — indicators of reliable performance of functional operations related to the implementation of such nautical qualities as stability, unsinkability, strength, handling capabilities and seaworthiness of the tug;

$[Fk]$  — normative values of these indicators, regulated by Classification Societies and standards;

$PCI[Pt] \leq [PCI]$  — functional constraints on design, construction and operation budgets of the tug, as well as reimbursement for damage caused by the tug;

$[PCI]$  — limit values of these budgets;

$U$  — vector of geographical and climatic environment parameters and requirements of the terms of reference;

$x$  — vector of independent variables (of main elements of the tug);

$xq$  — vector of constraints on independent variables.

Solution scheme to this optimization problem at design study stage is shown on Fig. 4.

Author’s contribution to development of the optimization method of the escort tug design study, described in the report [17], is:

- development of the stated above method for solving transcendental equations of the escort tug motion;
- inclusion of this method in the process of finding the optimal design solution for the escort tug designed to service defined group of vessels arriving at the seaport;
- consideration of Classification Societies requirements to the safety of escort operations, stipulated due to the limited handling capabilities of the escorted vessels at relatively low speed of escort operations. These requirements, depending on the deadweight and type of the escorted vessel, establish the required steering forces for the escort tug to be not less than the values specified for those two most typical types of escorted vessels at a speed of 10 knots as it is shown on the Fig. 5.

As a result of solving the optimization problem of determination of main dimensions and characteristics of the escort tug serving a random stream of vessels with hazardous cargoes of displacements specified by the distribution shown on the Fig. 6, arriving at the seaport, such as the Yuzhny port, the design of tug was obtained with dimensions and characteristics relatively equal to corresponding values of the above TUG60L tug project (“Pantera”).



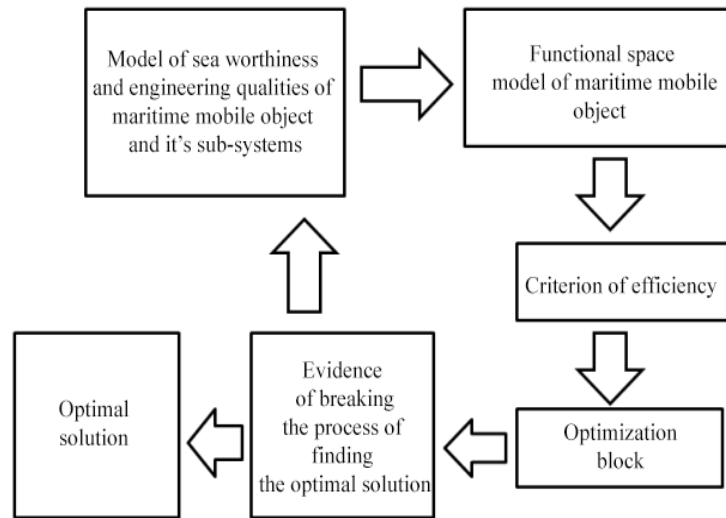


Fig. 4. Block diagram for finding the optimal solution to the problem of the escort tug optimal synthesis for its operation conditions

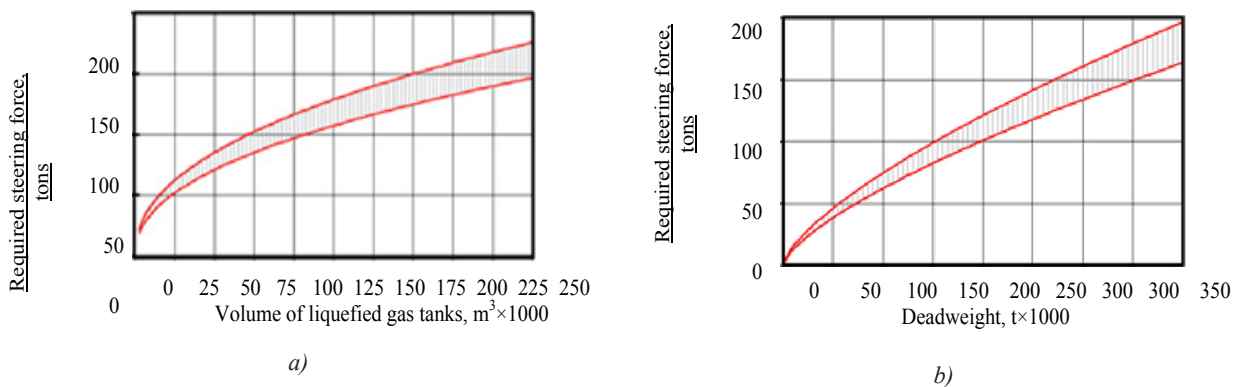


Fig. 5. Example of IMO requirements to the steering force of the escort tug, tons, depending on the deadweight of the escorted vessel, tons:

*a* — dependence for gas carriers; *b* — dependence for tankers

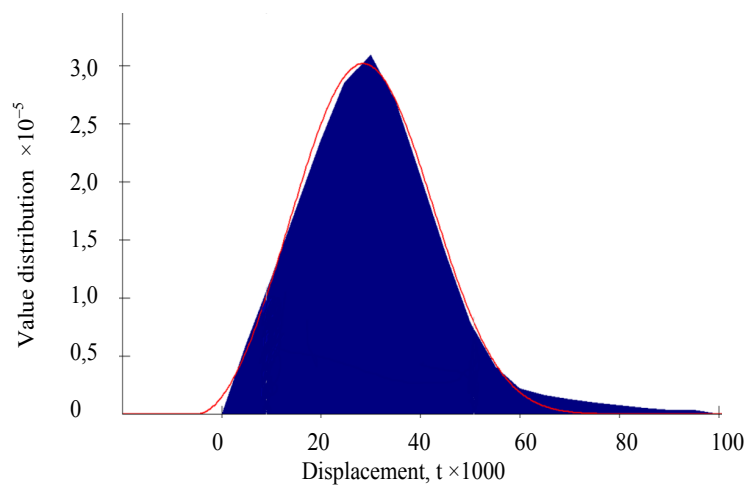


Fig. 6. Displacement distribution for vessels with hazardous cargoes arriving at the port, used in solving the optimization problem

This solution is presented by the following data:

#### CHARACTERISTICS OF THE OPTIMAL ESCORT TUG

Escort tug length (ET) $L$ , m	31,63
Beam $B$ , m	1,07
Draft $T$ , m	4,01
Moulded depth $H$ , m	5,85
Block coefficient	0,505
Midship section coefficient	0,853
Waterplane area coefficient	0,915
Displaced volume, m <sup>3</sup>	644,54
Main engine type	3516
Maximum engine power, kW	1201
Maximum speed, kn	11,94
Escort speed, kn	10,00

#### OPERATIONAL-ECONOMIC FIGURES

Average time of escort voyages requested by port, days	0,18
Average duration of completed voyages, days	0,20
Required average value of the steering force for a selected stream of vessels arriving at the seaport, tons	56,9
Maximum steering force of the tug, tons	69,9
Corresponding braking pull, tons	-69,9
Towline angle corresponding to maximum steering force	45,0

#### GENERAL OPERATIONAL-ECONOMIC FIGURES

ET daily expenses at cost, \$ / day	3384,9
Minimal time charter equivalent for ET charter, \$ / day	5412,6
ET design and building cost, million \$	5,77
ET life span cost, million \$	45,67
Efficiency factor of ET life span, million \$	46,35

**Discussion.** The performed study allows to obtain values of forces acting on the escort tug hull during escorting at conceptual design stage, to determine the op-

timal characteristics of escort tugs with distribution of the escorted vessels displacements taken into account. Calculation results were compared with the data of full-scale tests and showed a match at the estimated speeds of 8 and 10 knots.

**CONCLUSIONS.** As a result of development of the described method for determination of the escort tugs main dimensions and characteristics, the following results were obtained:

- for the first time, based on the data of escort tugs towing tests in the NUOS towing tank, a method was developed for determination of the hydrodynamic forces acting on the tug hull, that establish the dependencies of these forces on the orientation of the tug relative to the inflow, flow velocity and characteristics of the hull shape, and that is required for compiling and solving the equations of tug motion based on its operational purpose;
- method for solving the transcendental equations of tug motion was defined. It is similar to the method for solving the optimization problem of determination of tug main dimensions;

- operational purpose of the escort tug was improved by orientation of its main functional operation towards servicing the group of vessels of various types and displacements arriving at the seaport, that allows the escort tugs of certain capacities to serve vessels of certain displacement range more efficiently;

- for the first time the requirements of Classification Societies to safety of escort operations, stipulated due to the need to compensate the lack of handling capacity of the escorted vessels at relatively low speed of escort operations with the high level steering force of the escort tug, were included in the definition of the optimization problem;

- based on the inclusion in the optimization problem of the following points: determination of main dimensions and characteristics of the escort tug, refined definition of operational purpose of the tug, proposed methods for determination of the hydrodynamic forces acting on the tug hull and solutions to transcendental equations of tug motion, as well as new requirements of Classification Societies to safety of escort operations, method for conceptual design of escort tugs received further development.

#### Список літератури

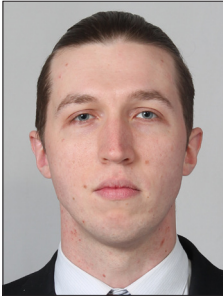
- [1] Azimuth Stern Drive Tug [Electronic resource] / Damen Shipyards. — Available at : <https://products.damen.com>.
- [2] Слижевский, Н. Б. Расчет эскортных характеристик буксира [Текст] / Н. Б. Слижевский, А. С. Марков // Збірник наукових праць УДМТУ. — 2002. — № 7 (385). — С. 3–12.
- [3] Поздеев, В. А. Метод определения гидродинамических сил, действующих на буксир в режимах эскортных операций [Текст] / В. А. Некрасов, А. П. Ястреба // Збірник наукових праць НУК. — 2010. — № 6. — С. 47–55.

- [4] Разработка программного обеспечения для определения максимальной удерживающей силы и угла крена эскортных буксиров в соответствии с требованиями Правил РС [Текст] / А. И. Немзер, А. В. Юрканский, М. А. Кутейников, М. Е. Захаров // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2016. — № 42–43. — С. 70–74.
- [5] **Войткунский, Я. И.** Справочник по теории корабля [Текст] : т. 3. Управляемость водоизмещающих судов / Я. И. Войткунский. — Л. : Судостроение, 1985. — 544 с.
- [6] Оборудование для экспериментального определения характеристик эскортных буксиров и методика пересчета результатов модельных испытаний на натуре [Текст] / В. А. Некрасов, Д. А. Дробот, С. А. Череватенко, А. П. Ястреба // Инновації в суднобудуванні та океанотехніці (5.10–7.10.2011) : матеріали II Міжнарод. наук.-техн. конф., присвяченої 20-річчю незалежності України / Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. — М. : НУК, 2011. — С. 88–90.
- [7] **Некрасов, В. А.** Определение характеристик эскортных буксиров на основе данных модельных испытаний в опытовом бассейне НУК [Текст] / В. А. Некрасов, А. П. Ястреба // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці (4.10–6.10.2012) : матеріали III Міжнарод. наук.-техн. конф., присвяченої 75-річчю створення Миколаївської області / Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. — М. : НУК, 2012. — С. 139–141.
- [8] Craneship [Electronic resource]. — Available at : [www.craneship@ua](http://www.craneship@ua).
- [9] **Иванов, А.** Робот по имени «Panda» [Текст] / А. Иванов // Судостроение и судоремонт. — 2011. — № 6 (50). — С. 22–29.
- [10] **Некрасов, В. А.** Формулировка оптимизационной задачи выбора главных размерений эскортного буксира [Текст] / В. А. Некрасов, А. П. Ястреба // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці (20.05–22.05.2015) : матеріали Всеукраїн. наук.-техн. конф. з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд» / Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. — М. : НУК, 2015. — С. 46–47.
- [11] IMO. Resolution A. 751(18) [Text], 1993.
- [12] Rules for the Classification of Steel Ships [Text] / Bureau Veritas. — Chapter 13, Sec.1, 2, 3. — P. 55–70.
- [13] MaxSurf 20 enterprise V8i. Bentley engineering 2013 [Text].
- [14] **Гофман, А. Д.** Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна [Текст] : справочник / А. Д. Гофман. — Л. : Судостроение, 1988. — 360 с.
- [15] **Химмельблау, Д. Р.** Прикладное нелинейное программирование [Текст] / Д. Р. Химмельблау. — М. : Мир, 1975. — 576 с.
- [16] Технический отчет о проведении эскортных испытаний буксира «Пантера», проект TUG60L. TUG60L.360285.005 [Текст]. — Kirgan Holding S.A., 2010. — 9 с.
- [17] **Некрасов, В. А.** Исследовательское проектирование эскортных буксиров [Текст] / В. А. Некрасов, А. В. Бондаренко, А. П. Ястреба // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці (11.10–13.10.2017) : матеріали VIII Міжнарод. наук.-техн. конф. / Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. — М. : НУК, 2015. — С. 46–47.

---

© О. П. Ястреба

Статтю рекомендує до друку  
канд. техн. наук, доц. *О. В. Бондаренко*



**Kostiantyn  
V. Kyrychenko**  
Кириченко  
Константин  
Владимирович

УДК 629.5.081.326

## METHODS OF IMPROVEMENT OF THE DESIGN AND CONSTRUCTION TECHNOLOGY OF COMPOSITE DOCKS

ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬСТВА КОМПОЗИТНЫХ ДОКОВ

DOI 10.15589/SMI20180204

**Kostiantyn V. Kyrychenko**

К. В. Кириченко, асп.  
kostiantynkyrychenko@nuos.edu.ua  
ORCID: 0000-0002-0974-6904

**Yurii K. Yahlytskyi**

Ю. К. Яглицкий, канд. техн. наук, доц.  
y.yahlysyi@gmail.com  
ORCID: 0000-0002-4865-0411

**Oleksandr V. Shchedrolosiev**

А. В. Щедролосев, д-р техн. наук, проф.  
aleksandr.schedrolosev@nuos.edu.ua  
ORCID: 0000-0001-7972-3882



**Yurii  
K. Yahlytskyi**  
Яглицкий  
Юрий  
Константинович

*Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson*  
*Херсонский филиал Национального университета кораблестроения*  
*имени адмирала Макарова, г. Херсон*

**Abstract.** The article renders the research based on the use of criteria for choosing the optimal design of a composite floating dock taking into account current standard requirements, which enable developing recommendations for the design and construction technology of the dock. There is substantiated the choice of the main parameters that make it possible to draw a generalized criterion for choosing the optimal designs of floating composite docks with account for the best practices of their construction and operation, as well as the results of experiments in the most difficult docking conditions. The system of criteria is used for controlling the mass and strength of dock structures, a set of technical and economic issues, reliability and ease of operation. A design of a composite floating dock with a reduced number of pontoon frames is proposed. There, the reinforcement aiding local strength is installed on the outside in the direction of the smallest span, and the reinforcement aiding general strength is installed inside the element. Special features of installing the frames in the top deck of the dock are described, and their absence in the concrete towers of the ribs of floor plates and beams is substantiated. The structural and technological diagrams of the constructive midship frame of a floating dock and the slipway for dock construction are presented. Their application allows reducing the material capacity and labour intensity of dock construction. The technological recommendations for reinforcement of bottom plates of the pontoon of a composite floating dock are rendered. The diagram of reinforcement of pontoon bottom plates in the area of maximum hydrostatic pressure is presented. It is shown that a protective layer of concrete on the working reinforcement provides for the joint operation of reinforcement with concrete at all stages of operation of the facility, as well as protection against aggressive external effects. Special features of the selection of a shipbuilding concrete targeted at the extreme conditions of operation of marine reinforced concrete facilities are listed. The influence of air-entraining and plasticizing agents in the concrete mixture is considered. They are used for the improvement of strength, impermeability, frost and corrosion resistance of concrete, reduction of water consumption, enhancement of workability and reduction of consumption of cement.

**Keywords:** composite floating dock; reinforced concrete pontoon; dock construction.

**Анотація.** Наведені дослідження на основі використання критеріїв вибору оптимальної конструкції з урахуванням діючих нормативних вимог, які дають можливість розробити рекомендації щодо конструювання і технології побудови композитного плавучого дока. Обґрунтовано вибір основних параметрів, які дозволяють побудувати узагальнений критерій для вибору оптимальних конструкцій плавучих композитних доків з урахуванням досвіду їх будівництва та експлуатації, а також результатів експериментів у найбільш важких умовах докування. Подано використання системи критеріїв для контролю маси і міцності конструкцій дока та комплексу питань техніко-економічного характеру, надійності й зручності експлуатації. Запропоновано конструкцію композитного плавучого дока зі зменшеною кількістю набору в понтоні, в якому арматура, що працює на місцеву міцність, установлюється ззовні в напрямку найменшого прольоту, а арматура, що працює на загальну міцність, установлюється всередині елемента. Описано особливості



**Oleksandr  
V. Shchedrolosiev**  
Щедролосев  
Александр  
Викторович

встановлення набору в топ-палубі дока та обґрунтовано відсутність їх у бетонних баштах шпангоутів флорів і бімсів. Подані конструктивно-технологічні схеми конструктивного мідель-шпангоуту плавучого дока та стапеля для побудови композитних плавучих доків, використання яких дозволяє зменшити матеріалоємність та знизити трудомісткість побудови дока. Наведені технологічні рекомендації армування днищевих плит понтона композитного плавучого дока. Подано схему армування днищевих плит понтона в районі сприйняття максимального гідростатичного тиску. Показано, що захисний шар бетону для робочої арматури забезпечує спільну роботу арматури з бетоном на всіх стадіях роботи конструкції, а також захист від агресивних зовнішніх впливів навколишнього середовища. Наведені особливості вибору суднобудівного бетону, орієнтованого на екстремальні умови роботи морських залізобетонних споруд. Розглянуто вплив повітровтягувальних та пластифікуючих домішок у бетонній суміші на поліпшення міцності, непроницності, морозостійкості й корозійної стійкості бетонів, зменшення водопотреби, поліпшення легкоукладальності та зниження витрати цементу.

**Ключові слова:** композитний плавучий док; залізобетонний понтон; конструювання доків.

**Анотація.** Приведены исследования на основе использования критериев выбора оптимальной конструкции и учета действующих нормативных требований, которые дают возможность разработать рекомендации по конструированию и технологии постройки композитного плавучего дока. Обоснован выбор основных параметров, которые позволяют построить обобщенный критерий для выбора оптимальных конструкций плавучих композитных доков с учетом опыта их строительства и эксплуатации, а также результатов экспериментов в наиболее тяжелых условиях докования. Подано использование системы критериев для контроля массы и прочности конструкций дока и комплекса вопросов технико-экономического характера, надежности и удобства эксплуатации. Предложена конструкция композитного плавучего дока с уменьшенным количеством набора в понтоне, в котором арматура, работающая на местную прочность, устанавливается снаружи в направлении наименьшего пролета, а арматура, которая работает на общую прочность, устанавливается внутри элемента. Описаны особенности установки набора в топ-палубе дока и обосновано отсутствие в бетонных башнях шпангоутов, флоров и бимсов. Поданы конструктивно-технологические схемы конструктивного мидель-шпангоута плавучего дока и стапеля для постройки композитных плавучих доков, использование которых позволяет уменьшить материалоемкость и снизить трудоемкость их постройки. Приведены технологические рекомендации армирования днищевых плит понтона композитного плавучего дока. Представлена схема армирования днищевых плит в районе восприятия максимального гидростатического давления. Показано, что защитный слой бетона для рабочей арматуры обеспечивает совместную работу арматуры с бетоном на всех стадиях работы конструкции, а также защиту от агрессивных внешних воздействий окружающей среды. Приведены особенности выбора судостроительного бетона, ориентированного на экстремальные условия работы морских железобетонных сооружений. Рассмотрено влияние воздуховтягивающих и пластифицирующих добавок в бетонной смеси на улучшение прочности, непроницаемости, морозостойкости и коррозионной стойкости бетонов, уменьшение водопотребности, улучшение удобоукладываемости и снижение расхода цемента.

**Ключевые слова:** композитный плавучий док; железобетонный понтон; конструирование доков.

## References

- [1] Dobromyslov A. N. *Oshibki proyektirovaniya stroitel'nykh konstruktсий* [Errors in the design of building constructions] *Nauchnoye izdaniye. Vtoroye izdaniye ispravlen. i dopolnen.* [Scientific publication. Second edition corrected. and supplemented.]. 2007. 208 p.
- [2] Dvorkin L. I. et al. *Efektivnist betoniv na vitchyznianomu plastyfikatori* [Efficiency of concrete on the domestic plasticizer] *Budivnytstvo Ukrainy* [Construction of Ukraine]. 2017. No. 4. pp. 10–12.
- [3] Kyrychenko K. V., Schedrolosiev A. V. *Uovershenstvovanie tehnologii stroitelstva kompozitnykh plavuchih dokov bolshoy pod'emnoy silyi* [Improving the construction technology of high-lift composite floating docks] *Science and Education a New Dimension*. 2018, issue. 158. pp. 61–68.
- [4] Mishutin N. V., Mishutin A. V. *Zhelezobetonnyie plavuchie sooruzheniya i perspektivy ih ispolzovaniya* [Reinforced concrete floating structures and prospects for their use]. *Visnyk Odes'koyi derzhavnoyi akademiyi budivny'cztva i arkhitektury* [Bulletin of the Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture]. 2002. issue 6. pp. 181–187.
- [5] Shchedrolosiev O. V., Uzlov O. M., Kyrychenko K. V. *Stapel dlia sporudzhennia zalizobetonnykh suden* [A shipway for the construction of ferro-concrete vessels] Patent UA, no. u 2016 05644, 2017.
- [6] *Pravila postroyki korpusov sudov i plavuchih sooruzheniy s primeneniem zhelezobetona* [Rules for the construction of hulls of ships and floating structures with the use of reinforced concrete]. 2000. 84 p.
- [7] Rashkovskiy O. S. et al. *Proektuvannja, tekhnologhija i orghanizacija pobudovy kompozytnykh plavuchykh dokiv*. [Design, technology and organization for building composite floating docks]. Mykolajiv, RAL-polighrafija Publ. 2015. 254 p.
- [8] Rashkovskiy A. S., Ermakov D. V, Zhao Dong. Innovative technologies in composite floating docks construction. *Shipbuilding and marine infrastructure*. Mykolayiv. 2014. No. 2. pp. 93-102.

- [9] *Registr sudnoplavstva Ukrayiny`* [The Shipping Register of Ukraine]. 2014. 249 p.
- [10] Chernetskaya Yu. A. *Metody bahatokryterialnoi optymizatsii struktury kapitalu pidpriemstva* [Methods of multi-criteria optimization of enterprise capital structure]. *Naukovyi visnyk. Odeskyi natsionalnyi ekonomichnyi universytet. Vseukrainska asotsiatsiia molodykh naukovtsiv* [Scientific Herald. Odessa National University of Economics. All-Ukrainian Association of Young Scientists]. 2012. issue 10 (162). pp. 100–110.
- [11] Shchedrolosiev A. V., Kyrychenko K. V. *Analiz sostoyaniya stroitelstva plavuchikh dokov* [Analysis of the state of construction of floating docks]. *Nauchnye trudy Azerbaydzhanskoj gosudarstvennoj morskoy akademii* [Scientific works of the Azerbaijan State Maritime Academy]. 2018. issue 1. pp. 48–58.
- [12] American Bureau of Shipping. Rules for building and classing steel floating dry docks. 2017. 49 p.
- [13] Graybeal B., Tanesi J. Durability of an ultrahigh-performance concrete. *Journal of Materials in Civil Engineering*. 2007. Vol. 19, No. 10. pp. 848–854.
- [14] Hung C. C., Chueh C. Y. Cyclic behavior of UHPFRC flexural members reinforced with high-strength steel rebar. *Engineering Structures*. 2016. Vol. 122, No. 9. pp. 108–120.
- [15] Kim J., Lafave J. M. Key influence parameters for the joint shear behaviour of reinforced concrete (RC) beam-column connections. *Steel Construction*. 2007. Vol. 29, No. 10. pp. 2523–2539.
- [16] Kyrychenko K., Shchedrolosiev O., Rashkovskiy O. Use of high-performance plasticizers to provide design and operational requirements for the concrete composition for the construction of floating composite docks. *Tekhnologichnyi audyt i rezervy vyrobnytstva*. [Technology audit and production reserves]. 2018. 1(39), C.19–27.
- [17] Melo, J., Varum, H., Rossetto, T. Cyclic behaviour of interior beam-column joints reinforced with plain bars. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 2014. 44 (9), 1351–1371.
- [18] R. Perez Fernandez, M. Lamas Pardo. Offshore concrete structures. *Ocean Engineering*. 2013. Vol. 58. pp. 304–316.
- [19] Bai J. et al. Strength development in concrete incorporating PFA and metakaolin. *Magazine of Concrete Research*. 2000. Vol. 52, No. 3. pp. 153–162.
- [20] Wang D. H., Ju Y. Z., Zheng W. Z. Strength of reactive powder concrete beam-column joints reinforced with high-strength (HRB600) bars under seismic loading. *Strength of Materials*. 2017. Vol. 49, No. 1, pp. 139–151.
- [21] Zhou W., Hu H., Zheng W. Bearing capacity of reactive powder concrete reinforced by steel fibers. *Construction & Building Materials*. 2013. Vol. 48, No. 19. pp. 1179–1186.

**Problem statement.** When designing the dock hull as a whole and its individual components and parts, considerable difficulties are stipulated by the complexity of the operation of the structures and the variety of functions performed by the individual hull elements. The desire to design the structure so that each element of it best fulfills its functional purpose during operation and is rational during construction and repair necessitates the harmonization of conflicting requirements with regard to economic indicators. The task of the designer is designing such a hull so that it, at the lowest cost of construction and mass, satisfies the operational requirements as much as possible and is sufficiently reliable throughout the entire service life for it with minimal amounts of periodic repairs and maintenance costs. Thus, the minimum cost of construction and operation is the main generalized economic indicator, objectively takes into account the quality of the design from the standpoint of the interests of the pre-production enterprise.

The problem of increasing the level of design and technology is complicated by the fact that, due to objective and subjective reasons, it is not always paid enough attention at various stages of design, engineering and technological developments. One of the main reasons for this is the lack of necessary criteria for the development of a generalized assessment in the form of any indicator.

**Analysis of latest studies and publications.** The constant needs of world shipping in ship repair, inspection and monitoring of the state of ships, maintenance of the underwater part of ships cause an increased demand for floating docks. The analysis [11] of the operating conditions of the composite floating docks showed that they are to a large extent extreme. In addition, the specifics of the technology and organization of the construction of large lifting docks requires the solution of a number of technical problems that have no analogues in the world practice. In the floating dock, as well as on the ship, all the requirements of classification and insurance companies for monitoring its condition and restoration of working capacity apply.

Recently, composite so far, made partly from reinforced concrete and partly from metal structures, have been in great demand [3, 7]. As a rule, a pontoon is made from reinforced concrete, and side towers are made entirely from metal.

The main direction to achieve competitive products of dock-building enterprises is the introduction of scientific research aimed at upgrading, improving training, organizing and managing production, reducing construction time, reducing costs and improving product quality, minimizing the use of all types of resources and costs, the use of new technologies [4, 8].

**Conclusion of previously unresolved parts of the overall problem.** The choice of optimal designs should be based on the obligatory consideration of complex interdependencies of an economic nature in order to find the most optimal solution. This work is very difficult, and it should be carried out simultaneously with the search for theoretical and practical solutions based on the experience of building and operating docks, as well as the results of experiments in the most difficult conditions by docking.

**THE AIM OF RESEARCH** is development of recommendations for the design and technology for constructing a composite floating dock based on the use of criteria for selecting a rational design and taking into account existing regulatory requirements.

**Methods, object and subject of research.** When performing the study, the method of coagulation was used, which consists in reducing the multicriteria task to the single-criterion task. For the construction of a multicriteria problem of making optimal decisions, it is necessary to transform a set of specified criteria into one generalized criterion that expresses the usefulness of a given system of criteria. The object of research is the design process and the technology for constructing a floating composite dock. The subject of research is the design of the composite floating dock.

**Basic material.** To solve the complex problem of designing the structures of the dock hull, it is necessary to have a certain system of criteria that allows for a comparative objective assessment of various options for possible solutions. Such an assessment in the period of intensive progress of science and technology acquires special significance. Previously expedient designs were chosen based on the requirements of the rules of classification societies containing specific recommendations derived from operating experience of previously constructed docks. It was believed that such design provided reliable structures in operation. In modern conditions of implementation of the recommendations contained in the rules, it turns out to be insufficient through the rapid change of quantitative and qualitative characteristics of the docks of the facilities under construction.

However, it is not easy to develop such a system of criteria: it is necessary to take into account a large number of factors whose influence can't always be established with sufficient certainty. Therefore, at the moment it is possible to simultaneously take into account only a limited number of requirements. Some of the same requirements remain unheeded and are accepted as secondary. As a result of this simplification, the physical essence of the questions is distorted, the reliability of the

results obtained may be insufficient, and the approximate criteria obtained in this way can be recommended only as some conditional measures.

Given the above, in this article it is necessary to determine the modern basic criteria that ensure the reliability and optimality of the dock structures.

Errors in the design of reinforced concrete structures can be caused by unsuccessful assembly structures, improper reinforcement, improperly chosen classes and grades of concrete and reinforcement, insufficient stability of structures, disregard for possible corrosion of concrete and lack of instructions on the construction of structures. When designing structures, it is necessary to ensure strength so that the fracture of structural elements is plastic, but not brittle. This is achieved by using plastic steels, observing the minimum and maximum percent of reinforcement [1].

All structures on the docks must be reliable, which leads to the need to create a certain safety margin and the more, the more there can be an error in determining the external forces acting on the dock's hull. This is done in case of a possible excess of the existing forces as compared with the permissible ones in order to take into account the effect of reducing elm thickness from corrosion and abrasion, as well as due to the presence of hidden material defects and deficiencies in the fabrication of structures. The adoption of an excess margin of safety in order to increase the reliability of structures in operation will inevitably increase the mass of structures and the cost of their manufacture. Therefore, determining the appropriate safety margin is a responsible job, especially when consider that the designer, taking a decision, takes responsibility for the lives of the crew of the dock. The purpose of the safety margin should be consistent with the possibilities of improving the technology of manufacturing structures.

The desire to reduce the weight of the hull, that is, to reduce the cost of materials and labor costs, as well as to increase the payload capacity of the dock, is always an important task of the designer, as it allows to obtain a large economic effect, but optimal design involves the joint consideration of minimizing mass and cost other functional parameters (Fig. 1).

Optimization is carried out on the total costs, which include costs associated with an increase in the mass of structures, and costs associated with a decrease in the probability of its destruction. It is assumed that the probability of failure depends on the quality of the material.

An increase in the yield strength of the material, the achievement of which is taken as a dangerous state, makes it possible to reduce the design dimensions of the structures. In the construction, some part of the yield stress is allowed.

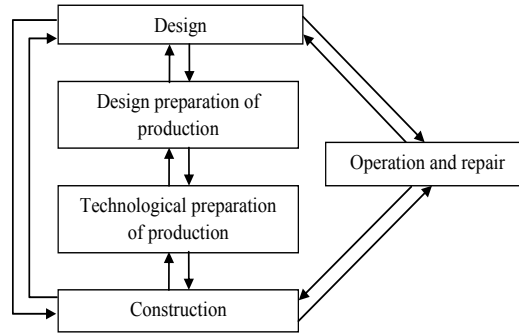


Fig. 1. Scheme for comprehensive consideration of optimal design and technology issues

In recent years, in order to reduce the mass of the dock hull, modern modifications of base materials — concrete and steel are widely used for the manufacture of structures, as a result of which a significant economic effect is achieved, despite their higher cost. When building a dock from ordinary carbon steel, the proportion of metal elements in the total weight of the built dock increases markedly as the size of the docks increases. In order to preserve this proportion of metal elements at the same level as increasing the size of the docks, it is necessary to use reinforced steel of high strength and high-strength concrete when building a pontoon, and when forming the structure of towers to use steel of high strength.

So, entering from the above analysis, it can be argued that reducing the hull mass, that is, reducing the consumption of materials and labor costs due to the use of reinforced steel of increased strength and high-strength concrete when building a pontoon, as well as using increased strength steel when forming the tower structure, increasing the useful dock carrying capacity and cost minimization are one of the main factors ensuring the reliability and

optimality of the dock design. But it should be noted that these factors are rather contradictory.

Linking different and contradictory requirements and obtaining a successful solution is a difficult task, since there are no interrelated indicators that meet different requirements. This is especially true of design and construction technology. Considering the fact that in most practical problems, decisions are evaluated according to several qualitatively different criteria (Table 1), then hypothetically one of the solutions may be the best according to all criteria, and it will be the most optimal.

In the case of a complex relationship between modern requirements for structures, minimizing mass from a technical and economic point of view does not always lead to an optimal solution of the problem. Direct proportionality between the mass of structures, the complexity of manufacturing, operational and technical and economic efficiency is not observed.

When considering the reliability and durability of structures, it is necessary to fully consider the technological factors associated with the construction and repair of docks, during which welding stresses and deforma-

Table 1. Relationship between the basic requirements for the dock design and their optimization

Elements of design optimization	Basic requirements								
	Reduction of parts nomenclature	Typing and assembly, automation	Reduction in materials and blanks	Material savings	Reducing the complexity of products	Cycle time reduction	Reducing the cost of pre-production	Reducing work requiring high qualifications	Full capacity utilization and reduced shipments
Normalization, unification, typification	+	+	+	+	+	+	+	+	-
Compliance material blanks final form	-	+	+	+	+	+	-	-	+
Rationality of sizes and configurations	+	+	-	+	+	+	+	+	+
Convenience of processing, assembly, welding and measurements	-	+	-	-	+	+	-	+	-
Accounting for enterprises and their production capabilities	-	+	-	-	+	+	-	-	+
Workability sizes and tolerances	-	+	-	-	+	+	+	+	+



tions occur in hull structures, creating a concentration of stresses in various technological cutouts. Also, as a result of errors in the preparation and execution of technological operations, defective joints are obtained, the mechanical qualities and chemical composition of materials change, a volumetric stress state arises, and so on.

The practice of building and repairing docks using modern advanced methods has developed some well-defined requirements (Fig. 2) in dock structures, more and more unifying and standardizing in order to shorten the cycle time of work, improve quality and reduce manufacturing cost. Therefore, typing of components and parts for docks for various purposes is becoming widespread.

In this regard, in recent times, special importance is attached to the development of industry standards by drawing albums for choosing the shape and size of structures, eliminating the mistakes of designers. At the same time, it is necessary to strive so that the unification and standardization do not hinder the improvement of structures. To do this, it is possible to regularly review the content and recommendations of the standards in order to take into account new research in the field of design. Using the same unification and standardization always gives a great economic effect and ensures high quality of the designed structures, especially if technological issues are taken into account.

The design of new structures should be accompanied by an assessment of individual flaws that appear as a result of making compromise decisions. However, trying to find the optimal solution, sometimes it is necessary to completely distract from the usual constructive methods and try to offer completely new designs, since on the docks built at different times, there are often designs whose shape and size were caused by reasons that have ceased to exist. It is possible to propose the following

algorithm for evaluating the design and technology for constructing composite docks (Fig. 3).

Separate constructions, appeared by chance and did not manifest themselves in operation negatively, sometimes they become standard and are recommended by tradition. Some constructions on the same type docks, built in different countries, significantly differ from each other in terms of working conditions, and sometimes even in principle.

At present, as a result of the transition to a scientifically based design of structures using a system of criteria, it became possible to control not only the weight and strength of structures, but a whole range of technical and economic issues, reliability and ease of operation.

The choice of optimal designs should be based on the obligatory consideration of complex interdependencies of an economic nature in order to find the most optimal solution. This work is very difficult, and it should be carried out simultaneously with the search for theoretical and practical solutions based on the experience of building and operating docks, as well as the results of experiments in the most difficult conditions by docking.

One of the most commonly used methods for solving such multi-criteria tasks is reducing a multi-criteria task to a single-criteria one. For the construction of a multicriteria problem of making optimal decisions, it is necessary to transform a set of specified criteria into one generalized criterion, which expresses the usefulness of a given system of criteria. The main difficulty in solving this problem is the need to compare criteria of a different nature and determined in different scales. If this complexity is solved and all output criteria  $W_i (i = 1, 2, \dots, k)$  expressed in comparable units, then the generalized criterion is represented as a weighted sum of individual performance criteria [10]:

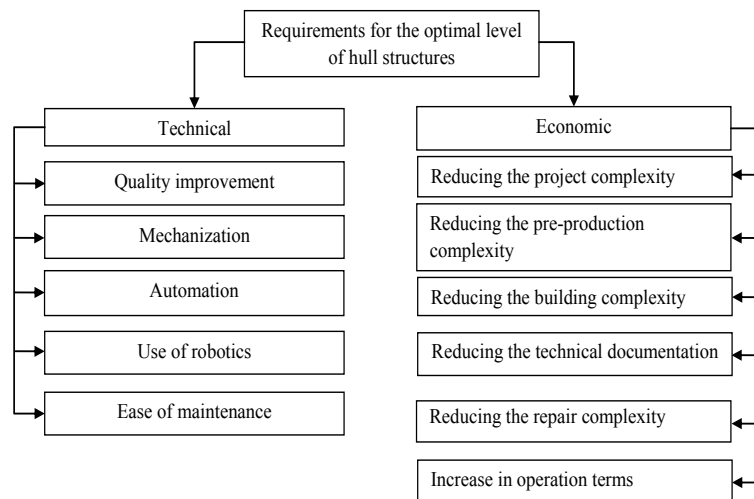


Fig. 2. Requirements to ensure the optimal level of hull structures

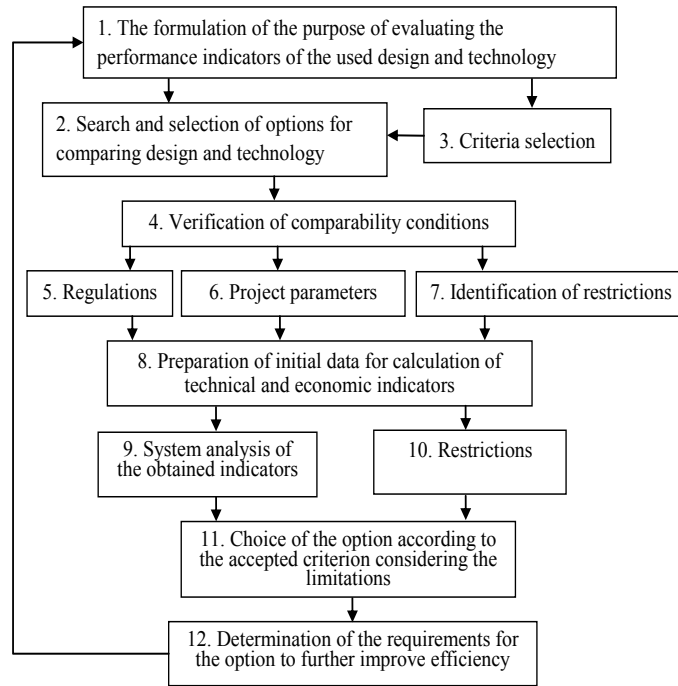


Fig. 3. Algorithm for evaluating the performance indicators of the design and construction technology of composite docks

$$U = \sum_{i=1}^k a_i \cdot W_i,$$

where  $a_i$  — weights with “+” sign under the conditions that it is desirable to increase, and “-” sign with those that it is desirable to reduce.

A common disadvantage of the component criteria is that the lack of effectiveness in one of them can always be compensated at the expense of the other. Therefore, their use may lead to incorrect recommendations.

Of the many indicators of efficiency, they single out one, the most important, and seek to obtain the optimal solution only by this single criterion. On other performance indicators impose restrictions of the form [10]:

$$W_i \geq w_i, (i = 2, \dots, m); W_j \leq w_j, (j = m + 1, \dots, k)$$

and include in the number of specified conditions. Performance indicators are in order of decreasing importance. For simplicity, let's assume that each of them needs to be turned into a maximum (if this is not the case, it is enough to change the sign of the indicator). First, a solution is sought, which turns the  $W_1$  indicator to a maximum. Then, based on practical considerations and the accuracy of the source data, some assignment  $\Delta W_1$ , at the cost of which it is possible to achieve the maximum of the indicator  $W_2$ , that is, the restriction  $W_1 \geq W_1^* - \Delta W_1$ , where  $W_1^*$  — the maximum possible value of  $W_1$ , is imposed, and this limitation, we are looking for a solution in which the maximum of the indicator  $W_2$  is reached.

This process continues as needed. This method of finding a compromise solution is good because it is always known, at the price of which the assignment in one indicator gains in the other.

From a formal point of view, the construction of a generalized criterion is a procedure for aggregating particular criteria into one criterion. The main requirement, the fulfillment of which is necessary, is maintaining the dominance relation for the generalized criterion. This means that [10]:

$$(W_1, W_2, \dots, W_m)^{Par} > (U_1, U_2, \dots, U_m) \Rightarrow \\ \Rightarrow F(W_1, W_2, \dots, W_m)^{Par} > F(U_1, U_2, \dots, U_m),$$

where  $F$  — the aggregate-operator of the generalized criterion. Considering the generalized criterion as a function of  $m$  variables (partial criteria), let's define the level surface for it:

$$F(W_1, W_2, \dots, W_m) = c.$$

For any values of partial criteria corresponding to this equation, the generalized criterion does not change its value equal to  $c$ . Using this circumstance, it is possible to change the value of particular criteria, keeping the value of the generalized criterion unchanged. When a measure of the effectiveness of criteria expressed in heterogeneous units, for example, monetary and temporary, they must be reduced to a standard measure of efficiency or transformed into dimensionless ones.

Using one of the above solutions to multicriteria problems, one can construct a generalized criterion for choosing the optimal dock structures.

### *Fundamentals of design and construction technology of composite docks*

Design, construction and building of composite floating docks is carried out in accordance with the rules of the Shipping Register of Ukraine [9], ABS [12], “Rules for building hulls of ships and floating structures using reinforced concrete” [6] and under the Register’s technical supervision.

In accordance with the requirements of the Register, the construction and use of composite floating docks should be carried out on the basis of the technical and economic feasibility of their use in specific conditions, taking into account the maximum reduction of material intensity, energy intensity, labor intensity and cost.

The rules [6] establish the basic requirements for materials, construction, strength and technology for constructing a dock hull, manufactured using reinforced concrete. In this case, when designing the floating docks, design schemes should be adopted that provide the necessary strength, stability and spatial immutability of the structure as a whole, as well as individual structures at all stages of construction and operation. Devices, equipment and software, stability, division into compartments, fire protection, mechanical installations, systems and pipelines, boilers, heat exchangers, electrical equipment, rescue and signaling equipment, radio equipment, lifting devices, must meet all the requirements applicable to them Register rules, state standards and other regulatory documents.

When designing floating docks, Rules [6] recommend the following sequence:

- implementation of the constructive layout of the pontoon and towers;
- determination of design loads causing local and general deformations of hull structures;
- design of dock structures from the condition of ensuring local strength and stability, taking into account the limitations on the minimum thickness;
- design of structures that provide the overall transverse and longitudinal strength of the pontoon;
- design of structural elements of the hull, ensuring its overall longitudinal strength during operation (in dock operations)
- verification calculations of the total and local strength of structures in the conditions of the route from the construction site to the place of dock operation.

Metal towers of composite floating dock, it is advisable to dial on the longitudinal dialing system. In this case, the transverse frame connections (frame beams and frames) of the walls and decks of the towers should be located in the plane of the main cross links of the pontoon. The frame connections of the outer and inner sides of the

towers below the safety deck should be interconnected by expansion beams that must be installed in the plane of each main cross-tie of the pontoon.

In modern conditions, to improve the quality characteristics of the pontoon, reinforcement of the concrete of the pontoon is made of fiberglass, which leads to a significant increase in the compressive strength of concrete (120...170 MPa) [14, 20]. With increasing strength, the modulus of elasticity of concrete increases, which improves its operation in conjunction with steel reinforcement [14, 17]. The use of additives helps to improve the quality characteristics of the concrete mix and the effect on the setting and hardening processes. Reinforcing additives have a positive effect on water absorption and increased stability of the resulting concrete given the number of freezing cycles [13, 20], and cracking is also significantly reduced in such concrete [19, 18]. A promising direction in the manufacture of concretes is the use of plasticizers, such concretes are characterized by reduced water absorption [16]. When conducting a comparative analysis of the use of plasticizers based on polycarboxylate ethers of various manufacturers, one of the parameters was compressive strength, which for concrete with the same cement consumption in a solution without additives was 24,5 MPa, and with additives 42,9...43,8 MPa, almost doubled its strength [2].

So, in the case of increasing the mechanical characteristics when using the modified mixture, it is possible to reduce the thickness of the concrete base or reduce the number of reinforcing elements. The expected positive effect, in addition to the overall material savings, is a reduced mass of the structure, an increase in the carrying capacity, the possibility of minimizing the depth of the submerged part of the pontoon and a reduction in labor costs.

The rules [6] give the definition of materials, structures and distances between them, equipment, etc., which are used in the construction of floating docks and, in addition, regulate the use of concrete and its components for the pontoon of the floating dock. Concrete must have the necessary strength, water resistance, frost resistance, chemical resistance in aggressive aquatic environment, have low water absorption and a protective layer, reliably protects the reinforcement from corrosion. To ensure the necessary reliability and durability of floating dock hulls manufactured using reinforced concrete, it is necessary to use concrete of the corresponding strength classes and grades for water tightness and frost resistance, especially in zones of varying water levels and exposure to ice. To improve the basic properties of concrete (strength, impermeability, frost resistance and corrosion resistance), reduce water demand, improve workability, reduce cement

consumption, and perform concrete work at negative ambient temperatures, it is recommended to add special (air entraining and plasticizing) additives to the concrete mix.

Hot-rolled reinforcement bars of the corresponding classes that meet the requirements of classification societies [12] should be used for the reinforcement of hull reinforced concrete structures. Sheet steel for hull structures of composite floating docks should also meet the requirements of classification societies [12].

Part of the hull of composite floating docks is a reinforced concrete pontoon and its elements are composing, consisting of plate structures, supported by ribs or partitions, which form a transverse, longitudinal or mixed system of cross elm. The reinforcement of the hull elements should be carried out by bar reinforcement in the form of welded reinforcing grids and frameworks. Connections of reinforcing bars between themselves and with parts must be welded.

Parts of the reinforced concrete hull, which during operation are subjected to shocks and invasions, should be strengthened or protected by the freeboard bars, which have sufficient strength, durability and reliability under the influence of these loads and ensure the transfer of forces to rigid bindings of the hull. The protective layer of concrete for working reinforcement should ensure its joint work with concrete at all stages of the structure's operation, as well as protection from aggressive external environmental influences. The thickness of the protective layer of concrete for rod reinforcement of the external surfaces of reinforced concrete hull elements must be at least 15 mm, for the dock-floor — at least 20 mm, for internal wetted hull elements — at least 10 mm, and for internal hull elements, not exposed to aggressive factors — not less than 5 mm.

The fastening of the foundations of mechanisms, equipment, ship devices and other elements of saturation in reinforced concrete hull structures should be carried out by welding to embedded parts or anchor bolts.

When constructing reinforced concrete structures, their dimensions should be assigned from the condition of ensuring sufficient strength and reliability of both the elements themselves and the joints. Steel partitions, frames, beams of the set and other elements of metal structures should be located in the same plane with the corresponding reinforced concrete elements. Steel elements of composite structures should be joined to reinforced concrete with the help of special embedded parts or anchors capable of transferring reinforced concrete to all the efforts acting in a joint. Steel towers of composite docks should be welded with solid double-sided butt seam or at an angle to solid embedded parts installed in the reinforced concrete pontoon hull.

The main methods for constructing a reinforced concrete part of a composite floating dock are an assembly one, in which the pontoon consists of prefabricated flat sections, and a block one when it consists of three-dimensional blocks, each of which consists of flat sections. Requirements for the manufacture and installation of reinforced concrete hull structures must comply with the Rules for the construction of hulls of ships and floating structures with the use of reinforced concrete [6]. The manufacturing techniques of the elements of metal hull structures, as well as the metal parts of the towers of the composite floating dock should be similar to the manufacturing techniques of the steel ship structures. It is allowed to splice the hull parts afloat from separately constructed floating blocks, provided that the adopted design and technology for connecting the blocks into a single whole ensure the strength and water resistance of the monolithic hull.

The hull of the composite dock consists of a reinforced concrete pontoon (bottom, outer skin, inner longitudinal and transverse structures) and two steel towers (outer and inner skin, decks, platforms, partitions and supports of their set). During the operation of the dock, its hull is affected by the mass of the dock itself, the support forces, the ballast weight, the ship's pressure, winding, wind load, and during the sea crossing the dock receives additional forces from bending and torsion, wave shock loads. When calculating the main bindings, perceiving the load from the ship, it is considered that the external forces acting on the dock-ship system are perceived by the dock hull and the ship. The total bending moment on the dock ship system midship is distributed between the dock hull and the ship in proportion to their strength. Therefore, for the calculated bending moment take the smaller of the moments that may occur during operation. When docking the ship, a part of the bending moment can be reduced by taking ballast. The amount of bending within acceptable limits usually contains the reception of ballast water.

The slipway for the construction of reinforced concrete ships contains supporting keel blocks that are installed on the supporting surface (Fig. 4, *a*). Metal rigid frame shields associated with keel blocks with hinges and stops (Fig. 4, *b*). A cushion is installed on the top of each keel block (Fig. 4, *c*) [5]. Omitted boards alternately rise to a horizontal position and fixed stops. Then cushions are fitted and installed, between which one should not allow the formation of gaps into which cement "milk" could get when concreting the bottom plate.

The markup on the slipway is applied once and on subsequent tabs only refreshed in separate places. Reinforcement grids are installed and the bottom plate is

concreted. Demoulding begins from the row, which is located on the edge, by cleaning the stop and squeezing the shield using screw tappets. The shield comes off the plate and rotates around the hinge, hanging on it. The whole structure of the ship hull under construction remains lying on the cushion for the construction of reinforced concrete ships.

The above device allows to reduce the complexity of installing the formwork bottom and further demoulding, and also allows to ease working conditions, reduce transport operations for the transport of large-size boards with significant material savings, due to the fact that for the formwork used inventory metal shields that do not require repair after demoulding (i.e. reuse of shields is possible). Due to the fact that the frame shields are attached to the supporting keel blocks with hinges and stops, the exact installation of the formwork in the working position and its demoulding with the lowest cost of manual hard work is ensured.

In the construction of a composite dock with a reduced number of sets in the pontoon of the dock, the reinforcement working for local strength is installed externally in the direction of the smallest span, and the reinforcement operates for general strength and is installed inside the pontoon structural element. The transverse partitions between the inner boards are installed through 4 slats, that is, 3 meters, and in the concrete towers frames, floras and beams are not installed.

When the ship is docked, keel blocks are placed on the longitudinal baffle of the dock, the load from which is transferred to the rarely spaced transverse baffle of the dock, thereby ensuring overall transverse strength.

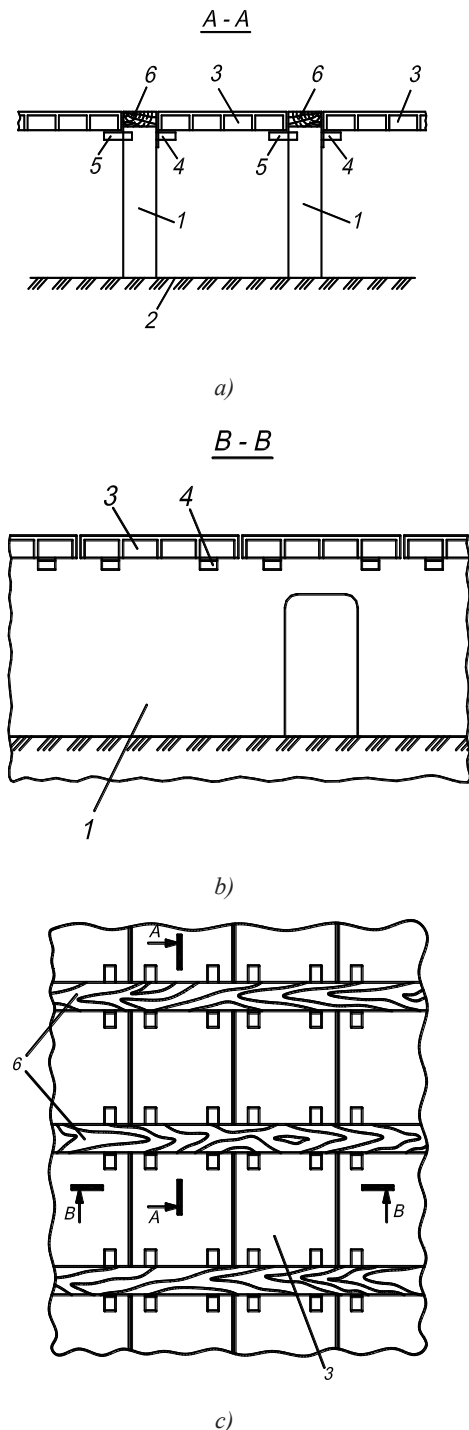
The construction of concrete floors takes several times more moment of resistance than steel structures, which allows to increase the overlap girder and less often place the partition supports. As a result, the costs associated with the cost of materials are reduced, as well as the labor intensity of the work during the construction of the dock.

The cross section of reinforced concrete slab of dock floors 140 mm thick and the maximum plan size of 6,700×3,000 with reinforcement from 12 to 20 mm in diameter is shown in Fig. 5, a. Fig. 5, b is a diagram of the reinforcement of bottom plates with a thickness of 160 mm in the region of the perception of maximum hydrostatic pressure.

Reinforced concrete pontoon of composite dock is recruited by the transverse system, and metal towers – along the longitudinal. The dock pontoon is divided by longitudinal watertight baffles into several independent compartments, which are needed to provide the necessary stability when ascending or diving without a roll

and the number of which depends on the dock carrying capacity.

They are the main links that absorb the load from the central and side keel tracks. The central keel track is placed above the diametrical partition. Waterproof transverse partitions set at a distance of 4.5 m from each other. Transverse frames of towers are a continuation of the



**Fig. 4.** The site of the slipway:  
a — section A-A; b — section B-B; c — top view;  
1 — supporting keel blocks; 2 — supporting surface; 3 — frame shields; 4 — hinges; 5 — stops; 6 — cushion

transverse set of pontoons. In the limbs of the pontoon to increase the dock floor operation length, which is usually 0.8...0.9 the ship length, establish platforms (crinolines) with wooden or metal flooring.

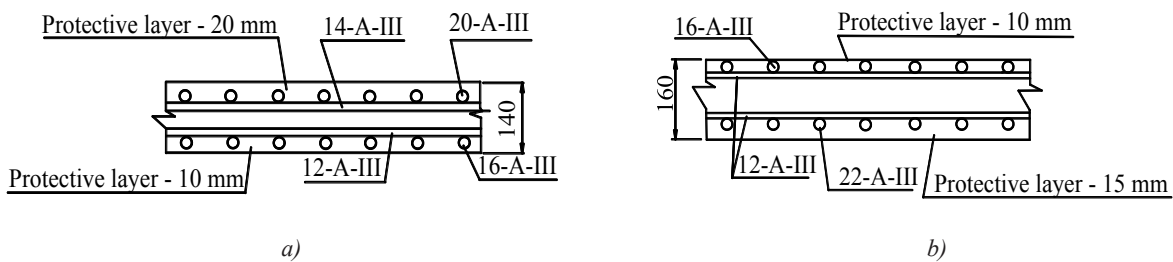
The safety deck and top deck provide overall and local hull strength. The top deck framework consists of beams that are a continuation of the board framework. Flooring of top-decks in the area of the engine room and the main sump pumps perform removable, which allows to unload equipment for repair. The safety deck separates the ballast compartments from the living and office spaces. It is supported by beams that connect with the onboard transverse set. The water level in the tower ballast compartments and, accordingly, the depth of the dock floor under the water, which is limited by the height of the air pipes placed below the safety deck. The drawings of the constructive midship of the floating composite dock are shown in Fig. 6.

When designing metal dock towers, the effect of corrosion damage on the thickness of structural elements is taken into account. This instruction is based on the rationing of strength until the end of the service life of the dock, which for composite docks is assumed to be 50...60 years. Corrosion additives guarantee the dock operation during the entire specified service life at an average rate of corrosion damage to structural elements.

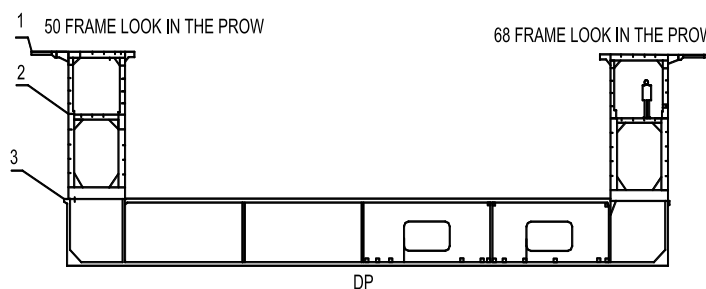
**DISCUSSION OF THE OBTAINED RESULTS**

Summarizing all the above, it is possible to classify the basic requirements that provide the ability to construct a generalized criterion for the selection of optimal dock structures:

- 1) design of the dock must retain the original quality for a specified period of operation;
- 2) mass of the structure with an adequate margin of safety and efficiency during construction and operation should be minimal;
- 3) structures should be available during repair and maintenance during operation;
- 4) constructive solutions must comply with the current industry standards, taking into account existing state standards and standard design albums and recommendations for unification;
- 5) operation quality must ensure sufficient reliability of the structures in extreme conditions of the dock operation;
- 6) technology of manufacture and repair of structures in order to reduce their cost should ensure the following:
  - use of the maximum possible size of blocks and sections with full saturation of them on the pre-assembly sites;
  - use of modern progressive technological processes;
  - possibility of widespread use of automatic welding and cutting;
  - reduction of the amount of work on the preparation in the assembling and welding.



**Fig. 5.** Scheme of reinforcement of concrete slabs:  
a — dock floor; b — bottoms



**Fig. 6.** Constructive midship of a floating composite dock:  
1 — top-deck; 2 — safety deck; 3 — dock floor

**CONCLUSIONS.** The presented studies based on the use of criteria for selecting the optimal design and taking into account existing regulatory requirements make it possible to develop recommendations for improving the design and technology for constructing a composite floating dock. The choice of the main parameters that provide the opportunity to build a generalized criterion for selecting the optimal structures of floating composite docks, taking into account the experience of their construction and operation, as well as the results of experiments in

the most difficult conditions by docking, is substantiated. The presented constructive-technological schemes of the constructive midship of the floating dock and the slipway for the construction of composite floating docks, the use of which makes it possible to reduce the consumption of materials and reduce the complexity of the dock construction. The features of the choice of ship-building concrete are given, which is focused on extreme working conditions of marine reinforced concrete structures.

### Список літератури

- [1] **Добромыслов, А. Н.** Ошибки проектирования строительных конструкций [Текст] / А. Н. Добромыслов : науч. изд. ; 2-е изд., испр. и доп., 2007. — 208 с.
- [2] Ефективність бетонів на вітчизняному пластифікаторі [Текст] / Л. Й. Дворкін, В. В. Житковський, М. М. Скрипник, Т. В. Ковальчук // Будівництво України. — 2017. — № 4. — С. 10–12.
- [3] **Кириченко, К. В.** Усовершенствование технологии строительства композитных плавучих доков большой подъемной силы [Текст] / К. В. Кириченко, А. В. Щедролюсов // Science and Education a New Dimension. — Будапешт, 2018. — Вып. 158. — С. 61–68.
- [4] **Мишутин, Н. В.** Железобетонные плавучие сооружения и перспективы их использования [Текст] / Н. В. Мишутин, А. В. Мишутин // Вісник ОДАБА. — Одесса, 2002. — № 6. — С. 181–187.
- [5] **Пат. 113891 Україна, МПК В63В 9/00 В63С 5/00.** Стапель для спорудження залізобетонних суден [Текст] / Щедролюсов О. В., Узлов О. М., Кириченко К. В.; заявник та патентовласник Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова. — № u 2016 05644 ; заявл. 25.05.2016 ; опубл. 27.02.2017, Бюл. № 1. — 4 с.
- [6] Правила постройки корпусов судов и плавучих сооружений с применением железобетона [Текст]. — Санкт-Петербург, 2000 — 84 с.
- [7] Проектування, технологія і організація побудови композитних плавучих доків [Текст] : навч. посіб. / О. С. Рашковський, О. В. Щедролюсов, Д. В. Єрмаков, О. М. Узлов. — Миколаїв : РАЛ-поліграфія, 2015. — 318 с.
- [8] **Рашковський, А. С.** Инновационные технологии в строительстве композитных плавучих доков [Текст] / А. С. Рашковський, Д. В. Єрмаков, Дун Чжао // Shipbuilding & marine infrastructure. — Миколаїв, 2014. — № 2. — С. 93–102.
- [9] Регістр судноплавства України [Текст]. — Київ, 2014. — 249 с.
- [10] **Чернецька, Ю. А.** Методи багатокритеріальної оптимізації структури капіталу підприємства [Текст] / Ю. А. Чернецька // Науковий вісник. Одеський національний економічний університет. Всеукраїнська асоціація молодих науковців. — Науки: економіка, політологія, історія. — 2012. — № 10 (162). — С. 100–110.
- [11] **Щедролюсов, А. В.** Анализ состояния строительства плавучих доков [Текст] / А. В. Щедролюсов, К. В. Кириченко // Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyasının Elmi Əsərləri. — Баку : Азербайджанська Державна Морська Академія, 2018. — Вып. 1. — С. 48–58.
- [12] American Bureau of Shipping. Rules for building and classing steel floating dry docks [Text]. — Houston, USA, 2017. — 49 p.
- [13] **Graybeal, B.** Durability of an ultrahigh-performance concrete / B. Graybeal, J. Tanesi [Text] // Journal of Materials in Civil Engineering. — 2007. — Vol. 19, No. 10. — P. 848–854.
- [14] **Hung, C. C.** Cyclic behavior of UHPFRC flexural members reinforced with high-strength steel rebar [Text] / C. C. Hung, C. Y. Chueh // Engineering Structures. — 2016. — Vol. 122, No. 9. — P. 108–120.
- [15] **Kim, J.** Key influence parameters for the joint shear behaviour of reinforced concrete (RC) beam–column connections [Text] / J. Kim, J. M. Lafave // Steel Construction. — 2007. — Vol. 29, No. 10. — P. 2523–2539.
- [15] **Kyrychenko, K.** Use of high–performance plasticizers to provide design and operational requirements for the concrete composition for the construction of floating composite docks [Text] / K. Kyrychenko, O. Shchedrolosiev, O. Rashkovskiy // Технологічний аудит і резерви виробництва. — 2018. — № 1 (39). — P. 19–27.
- [17] **Melo, J.** Cyclic behaviour of interior beam–column joints reinforced with plain bars [Text] / J. Melo, H. Varum, T. Rossetto // Earthquake Engineering & Structural Dynamics. — 2014. — Vol. 44, Issue 9. — P. 1351–1371.
- [18] **Perez Fernandez, R.** Offshore concrete structures [Text] / R. Perez Fernandez, M. Lamas Pardo // Ocean Engineering. — 2013. — Vol. 58. — P. 304–316.
- [19] Strength development in concrete incorporating PFA and metakaolin [Text] / J. Bai, B. B. Sabir, S. Wild, J. M. Kinuthia // Magazine of Concrete Research. — 2000. — Vol. 52, No. 3. — P. 153–162.
- [20] **Wang, D. H.** Strength of reactive powder concrete beam-column joints reinforced with high-strength (HRB600) bars under seismic loading [Text] / D. H. Wang, Y. Z. Ju, W. Z. Zheng // Strength of Materials. — 2017. — Vol. 49, No. 1. — P. 139–151.
- [21] **Zhou, W.** Bearing capacity of reactive powder concrete reinforced by steel fibers [Text] / W. Zhou, H. Hu, W. Zheng // Construction & Building Materials. — 2013. — Vol. 48, No. 19. — P. 1179–1186.



**Aleksandr  
G. Egorov**  
Егоров  
Александр  
Геннадьевич

УДК 629.5.01:656.6

## RESEARCH OF FLEET OF RIVER CRUISE PASSENGER VESSELS

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВА ФЛОТА  
РЕЧНЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ

DOI 10.15589/SMI20180205

Aleksandr G. Egorov

А. Г. Егоров, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник  
egorovag@meb.com.ua

ORCID: 0000-0002-2050-8640

*Marine Engineering Bureau, Odessa*

*Морское инженерное бюро, г. Одесса*

**Abstract.** Executed analysis of write-off of river cruise vessels (RCPV) of main “classic” projects has shown that main criterion of future RCPV write-off is moral aging, including according to economic and ecological requirements and because of characteristics of the vessel, i.e. vessel is non-demanded on the market. New RCPV are necessary for the following reasons: limited possibilities of modernization of available vessels because of outdated design; unsatisfactory indicators of comfort of passenger cabins and public spaces on the vessel; impossibility of river-sea cruises. From 254 river cruise passenger vessels built in Soviet period 98 (38,6 %) have been written off (6,7 % — 17 vessels were lost in accidents, 31,9 % — 81 vessels were utilized). There were 32 vessels out of operation (12,6 %) with middle age of 57,7 years. In operation — formally 124 vessels (48,8 %) with middle age of 45,2 years. Mean age of utilization — 47,1 year. The forecast on structure of passenger fleet in medium-term perspective is given. It is shown that about 87 RCPV will be in work up to 2025, and about 53 up to 2030 (without vessels which can be built during these years but which are not ordered yet). The forthcoming write-off of RCPV fleet will cause essential damage to internal river passenger traffic; conception “river domestic cruise” can disappear. For avoiding of such scenario it is recommended on short-term perspective to lead the existing fleet (first of all, projects 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) to modern ecological requirements and requirements of the market (to replace engines, to improve habitability conditions, to increase automation of onboard processes, etc.) and on medium-term perspective — to build new fleet including with use of elements of donor vessels: RCPV projects of “Dnipro/Volgo-Don max” class of PV300, PV300VD, “Volga-Balt max” class of PV500VB, “BBK max” class of PV09, PV11 as the most fully corresponding to market tendencies, and also projects with wheel propulsion-steering unit (PKS-180) or water-jet propeller for work on small rivers.

**Keywords:** utilization; write-off; river cruise passenger vessel; casualty; prognosis; new concepts; modernization; conversion.

**Анотація.** Виконаний аналіз списання річкових круїзних пасажирських суден (РКПС) основних «класичних» проектів показав, що основним критерієм майбутнього списання РКПС є моральне старіння, у тому числі через економічні та екологічні вимоги, а також характеристики самого судна, тобто незатребуваність судна ринком. Нові РКПС необхідні з таких причин: обмежені можливості модернізації наявних суден через застарілу конструкцію; незадовільні показники комфорту пасажирських кают і громадських приміщень на судні; неможливість круїзів ріка–море. Із 254 побудованих у радянський час РКПС 98 (38,6 %) були списані, 17 (6,7 %) загублені в катастрофах, 81 утилізовано (31,9 %). У відстої перебувало 32 судна (12,6 %) середнім віком 57,7 років, в експлуатації — формально 124 судна (48,8 %) середнім віком 45,2 років. Середній вік утилізації 47,1 років. Дано прогноз щодо складу пасажирського флоту в середньостроковій перспективі. Показано, що до 2025 року буде в роботі приблизно 87 РКПС, а до 2030 року — приблизно 53 (без урахування суден, які можуть бути за ці роки побудовані, але поки не замовлені). Майбутнє списання флоту РКПС завдасть істотної шкоди внутрішнім річковим пасажирським перевезенням, поняття «річковий вітчизняний круїз» може зникнути. Для уникнення подібного сценарію рекомендується на короткострокову перспективу привести наявний флот (насамперед проекти 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) до сучасних екологічних вимог і вимог ринку (замінити двигуни, поліпшити умови населеності, підвищити автоматизацію процесами на борту тощо), а на середньострокову – будувати новий флот, зокрема з використанням елементів суден-донорів: проекти РКПС «Дніпро/Волго-Дон макс» класів PV300, PV-



300VD, «Волго-Балт макс» класу PV500VB, «ББК макс» класів PV09, PV11 як судна, які найбільш повно відповідають ринковим тенденціям, а також проекти з колісним рушійно-кермовим комплексом (ПКС-180) або водометним рушієм для роботи на малих ріках.

**Ключові слова:** утилізація; списання; річкове круїзне пасажирське судно; аварія; прогноз; нові концепти; модернізація; конверсія.

**Анотація.** Выполненный анализ списания речных круизных пассажирских судов (РКПС) основных «классических» проектов показал, что основным критерием грядущего списания РКПС является моральное старение, в том числе по экономическим и экологическим требованиям, а также характеристикам самого судна, т. е. не востребуемость судна рынком. Новые РКПС необходимы по следующим причинам: ограниченные возможности модернизации существующих судов из-за устаревшей конструкции; неудовлетворительные показатели комфорта пассажирских кают и общественных помещений на судне; невозможность круизов река–море. Из 254 построенных в советское время РКПС 98 (38,6 %) были списаны, 17 (6,7 %) потеряны в катастрофах, 81 (31,9 %) утилизировано. В отстое находилось 32 судна (12,6 %) средним возрастом 57,7 лет, в эксплуатации – формально 124 судна (48,8 %) средним возрастом 45,2 лет. Средний возраст утилизации 47,1 лет. Дан прогноз по составу пассажирского флота в среднесрочной перспективе. Показано, что к 2025 году будет в работе примерно 87 РКПС, а к 2030 году – примерно 53 (без учёта судов, которые могут быть за эти годы построены, но пока не заказаны). Будущее списание флота РКПС нанесет существенный вред внутренним речным пассажирским перевозкам, понятие «речной отечественный круиз» может исчезнуть. Во избежание подобного сценария рекомендуется на краткосрочную перспективу привести имеющийся флот (прежде всего проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) к экологическим требованиям и требованиям рынка (заменить двигатели, улучшить условия обитаемости, повысить автоматизацию процессов на борту и т. д.), а на среднесрочную – строить новый флот, в частности с использованием элементов судов-доноров: проекты РКПС «Днепр/Волго-Дон макс» классов PV300, PV300VD, «Волго-Балт макс» класса PV500VB, «ББК макс» классов PV09, PV11 как суда, которые наиболее полно соответствуют рыночным тенденциям, а также проекты с колесным движительно-рулевым комплексом (ППС-180) или водометным двигателем для работы на малых реках.

**Ключевые слова:** утилизация; списание; речное круизное пассажирское судно; авария; прогноз; новые концепты; модернизация; конверсия.

## References

- [1] Anisimov, K. O., & Egorov, G. V. (2012). Kak sokhranit' rossiiskie rechnie kruizi? [How to safe Russian river cruises]. *Morskaya birzha*, 3 (41), 24-34 [in Russian].
- [2] Egorov, A. G. (2018). Analiz kruiznogo passazhirskogo flota [Analysis of cruise passenger fleet]. Materials of IX Int. sc.-tech. conf. "Innovations in shipbuilding and ocean engineering". Nikolayev: NUK, 61 [in Russian].
- [3] Egorov, G. V., & Anisimov, K. O. (2016). Kruiznii turizm – voploschenie mechtu. Kontsept passazhirskogo sudna smeshannogo reka-more plavaniya s vozmozhnostiu soversheniya kruizov po Kaspiiskomy, Azovskomy, Chernomy i Baltiiskomy moryam [Cruise tourism – dream realization. Concept of river-sea passenger vessels with ability of operation in Caspian, Azov, Black and Baltic seas]. *Morskie vesti Rossii*, 10, 13-16 [in Russian].
- [4] Egorov, G. V., & Egorov, A. G. (2015). Issledovanie nadezhnosti i riska ekspluatatsii otechestvennykh rechnich kruisnikh passazhirskikh sudov [Research of reliability and operation risk of native river cruise passenger vessels]. Odessa: *Vestnik ONMU*, 1 (43), 5-31 [in Russian].
- [5] Egorov, G. V., & Egorov, A. G. (2016). Analiz vozmozhnykh versii gibeli sudna "Bulgaria" i rekomendatsii po upravleniyu riskom pri ekspluatatsii suschestvuuschich i proektirovanii novich rechnich kruisnikh passazhirskikh sudov [Analysis of possible versions of "Bulgaria" vessel loss and recommendations for risk management in process of operation of existing and while designing new river cruise passenger vessels]. Materials of VII Int. sc.-tech. conf. "Innovations in shipbuilding and ocean engineering". Nikolayev: NUK, 42 [in Russian].
- [6] Egorov, G. V., & Egorov, A. G. (2017). Fakticheskoe spisanie sudov smeshannogo reka-more plavaniya i prognos utilitatsii sudov do 2025 goda [Actual decommissioning of river-sea vessels and utilization prognosis up to 2025]. *Morskaya birzha*, 3 (61), 30-36 [in Russian].
- [7] Egorov, G. V., Egorov, A. G., & Kalugin, Ya. V. (2018). Osobennosti modernizatsii i konversii rechnich kruisnikh passazhirskikh sudov [Features of modernization and conversion of river cruise passenger vessels]. Materials of IX Int. sc.-tech. conf. "Innovations in shipbuilding and ocean engineering". Nikolayev: NUK, 69-70 [in Russian].

**Постановка проблемы.** Интерес к речным круизным пассажирским судам не случаен. Несмотря на все перипетии с внутренним водным транспортом и международной обстановкой, водные путешествия являются вполне продаваемым продуктом, и количество клиентов, особенно по рекам Европы, продолжает расти из года в год [1].

Средний возраст находящихся в эксплуатации РКПС достиг 45 лет. Судовладельцы пытаются «парировать» физическое старение судов путём дорогих ремонтов и замены кают на более комфортабельные [7].

Однако проблема не только в формальном возрасте судов, но и в том, что значительная часть этих судов морально устарела: архаичный уровень обитаемости и комфорта; неэкономичные двигатели, часто не отвечающие современным представлениям об экологии; отсутствие класса автоматизации; большие экипажи и значительное количество обслуживающего персонала и др.

При этом остаётся проблема окупаемости затрат на модернизацию и поддержание безопасного технического состояния, так как далеко не все «старые» проекты можно эффективно довести до современных представлений о комфорте и надёжности [4; 5].

Крайне важно получить достоверные данные по фактическому выводу из эксплуатации РКПС, получить объективные закономерности по их списанию и уже на основе такой информации выбрать рациональную стратегию решения внешней задачи проектирования РКПС, в том числе не забывая и об известных путях продления срока службы пассажирских судов.

**ЦЕЛЬ СТАТЬИ** — обоснование необходимости строительства новых судов и модернизации наиболее подходящих из существующих круизных проектов на основе исследования статистических закономерностей списания РКПС и прогноза состава флота на перспективу с выявлением типов судов, наиболее востребованных на рынке туристических услуг.

**Основной материал.** Понятно, что утилизация — сдача судов на металлолом — является абсолютно объективным процессом. Благодаря этому поддерживается достаточный уровень безопасности водного транспорта и происходит совершенствование применяемых технических средств. По грузовым судам отечественного речного флота такая работа была выполнена авторами ранее [6], что позволяет, используя аналогичную методику, провести анализ списания РКПС.

В табл. 1 представлены основные характеристики проектов отечественных РКПС, построенных в советское время.

Исследования авторов настоящей статьи однозначно показали, что утилизация «старых» серий речных круизных пассажирских судов не только идёт, но и идёт с нарастающими темпами. Пик её пришёлся на 2011–2018 годы, и этот процесс продолжается сейчас (рис. 1 и табл. 2).

К февралю 2019 года из 254 построенных в советское время РКПС 98 (38,6%) были списаны, 17 (6,7%) потеряны в катастрофах, 81 (31,9%) утилизировано. В отстое находилось 32 судна (12,6%) средним возрастом 57,7 лет, в эксплуатации — формально 124 судна (48,8%) средним возрастом 45,2 лет. Средний возраст утилизации 47,1 лет. Как было установлено в [6], по результатам анализа списания по отдельным проектам судов можно было сделать вывод о трёх моделях списания, характерных для отечественных судов водного транспорта:

– списание по классической схеме (1-я модель), при которой значительная часть судов серии списывается при достижении судами максимально допустимого расчётного срока эксплуатации, как правило, для РКПС 45–50 лет, а оставшиеся в эксплуатации суда списываются по остаточному принципу (по убывающей), основной график списания судов имеет линейный характер;

– списание в силу морального устаревания (2-я модель), при которой значительная часть судов серии списывается при наступлении определённых внешних обстоятельств (обвал рынка, потеря экономики в работе судна, несоответствие судна конъюнктуре рынка); при этом средний возраст списанных судов серии может и не достигать расчётного эксплуатационного срока, основной график списания судов имеет ярко выраженный экспоненциальный характер;

– списание по комбинированной схеме (3-я модель), при которой суда серии списываются постепенно в зависимости от достижения допустимого расчётного срока эксплуатации, режимов эксплуатации и судовладельца в сочетании с востребованностью на рынке и наличия/отсутствия мероприятий по улучшению технико-экономических свойств судна (модернизации, реклассификации, переоборудования), основной график списания имеет в разные годы как линейную часть, так и скачкообразную.

В целом можно выделить среди рассматриваемых проектов две большие группы судов.

Первая (суда проектов 785, 26-37, 588, 305, 646, 860) — это грузопассажирские и пассажирские суда

Таблица 1. Основные характеристики проектов отечественных речных круизных пассажирских судов, построенных до 1991 года

Характеристики	Проект											
	588	26-37	305	Q-040	301	92-016	Q-056	302	Q-065	302M		
Наименование головного судна	Родина	Октябрьская Революция	Дунай	Максим Горький	Владимир Ильич	Валериан Куйбышев	Антон Чехов	Дмитрий Фурманов	Сергей Есенин	Глеб Кржижановский		
Классификационное общество	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР	РРР		
Класс (при постройке)	О	О	О	О	О	О	М	М (лед)	О	М (лед)		
Год постройки головного судна	1954	1957	1959	1974	1975	1978	1978	1983	1984	1990		
Длина габаритная, м	95,8	96,27	77,91	110,1	125	135,75	115,63	129,1	90,4	129,1		
Длина расчётная, м	90	90	74,6	102,88	118	126,45	109,68	122,5	83	122,5		
Ширина габаритная, м	14,3	14,98	15,2	14,5	16,7	16,8	16,46	16,7	15	16,7		
Ширина расчётная, м	12	11,65	10,5	12,8	16	16	14,2	16	13,5	16		
Высота борта, м	4,3	4,3	3,4	4,298	4,5	5,05	4,8	4,5	4	4,5		
Осадка в грузу, м	2,4	2,39	1,36	2,2	2,76	2,9	2,8	2,94	1,63	2,95		
Водоизмещение в грузу, т	1492	1473	800	2099	3570	3935	2920	3852	1345	3852,9		
Водоизмещение порожнем, т	1228/1261	1273	681	—	—	3348	2650	—	—	3360		
Суммарная мощность СЭУ, кВт	883	1158	588	1324	2207	2207	1987	2208	987	2208		
Скорость, км/ч	23,7	25	20	22	26,2	26,1	25,5	25,5	22,6	25,36		
Марка главного двигателя	3×6NVD48	3×6L275B	2×8NVD36	2×Г-60	3×Г70-5	3×Г70-5	3×Г-60	3×Г70-5	3×6BД18/15АД-1	3×Г70-5		
Мощность и тип поддувающего устройства, кВт	50	55	—	162	220	2×160 (нос, корма)	—	ВРШ, 370	207	ВРШ, 450		
Мощность генераторов электростанции, кВт	4×74	3×99	2×74	3×331	4×530	3×480	3×464	4×530	3×329	4×530		
Экипаж/ пассажиры, чел.	72/364	70/312	55/311	66/216	84/360	83/400	75/250	94/332	55/180	98/350		
Число мест в ресторане/ салонах/кинотеатре	105/63/—	113/73/—	94/—/—	—	194/—/200	220/—/200	—	260/91/100	—	180/66/102		

Таблица 2. Сводная информация по выбытию отечественных речных круизных пассажирских судов

Проект	Всего построено, ед.	Всего списано, ед.	Всего списано, ед.							Утилизировано, ед.	В отстое, ед.	В эксплуатации, ед.	Средний возраст	Средний возраст судов в отстое	Средний возраст гибели судов	Средний возраст утилизации судов
			Потеряно в авариях, ед.													
			Всего потеряно, ед.	Посадка на мель, ед.	Пожар /взрыв, ед.	Перелом корпуса, ед.	Опрокидывание, ед.		Затопление, ед.							
26-37	14	3	1	0	1	0	0	0	2	0	11	58,91	–	51,00	44,50	
92-016	9	1	0	0	0	0	0	0	1	1	7	38,57	42,00	–	43,00	
301	22	2	0	0	0	0	0	0	2	0	20	40,25	–	–	26,00	
302*	24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	24	32,08	–	–	–	
305	47	22	2	0	1	0	0	1	20	12	13	57,31	57,42	42,00	50,50	
588	49	18	4	0	2	0	0	2	14	7	24	61,13	60,71	39,50	51,93	
646	15	7	2	0	1	0	0	1	5	3	5	64,40	63,67	61,50	36,20	
785	36	32	4	0	2	0	0	2	28	4	0	–	63,00	39,50	47,50	
860	14	12	4	0	2	0	0	2	8	2	0	–	57,50	29,75	44,88	
Q-040	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	44,50	–	–	–	
Q-056	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	40,50	–	–	–	
Q-065	5	1	0	0	0	0	0	0	1	1	3	34,00	34,00	–	27,00	
ПКС-40	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	5,67	–	–	–	
463	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	46,00	–	–	–	
P-18A	4	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	50,50	49,50	–	–	
10110/ПТ-258	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	32,00	–	–	–	
588/РЕГК.002	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	6,00	–	–	–	
354У/1168	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	3,00	–	–	–	
PV08	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	7,00	–	–	–	
PV09	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	2,00	–	–	–	
Суммарно	254	98	17	0	9	0	0	8	81	32	124	45,18	57,72	40,76	47,14	

\*Без учёта трёх китайских РКПС проекта 302МК.

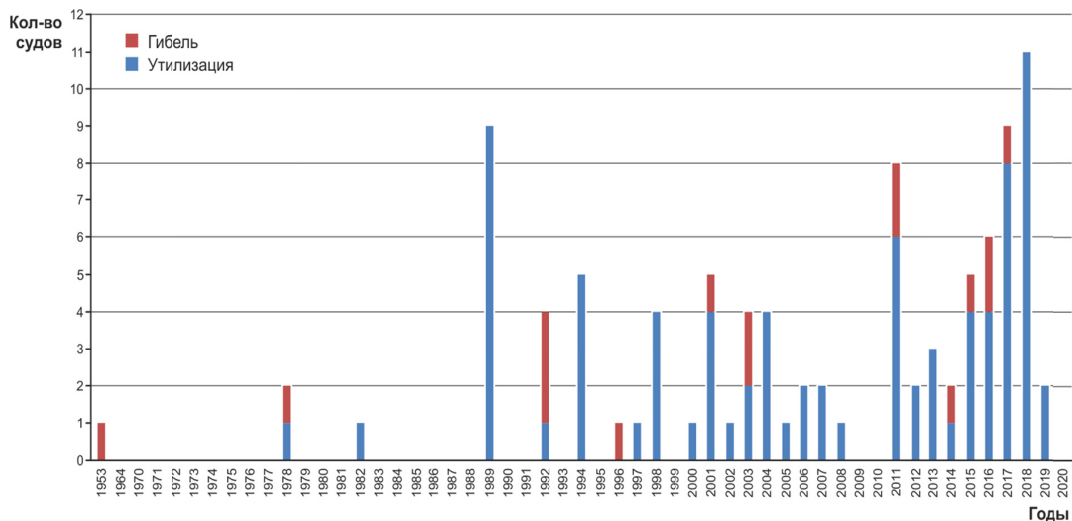


Рис. 1. Количество утилизированных и потерянных в катастрофах судов по всем проектам с распределением по годам

для дальних линий, построенные с начала 50-х до середины 60-х годов прошлого столетия. Круизная функция появилась заметно позже, чем они были приняты в эксплуатацию (достаточно вспомнить, что во многих каютах не было не только индивидуальных санузлов, но и просто умывальников, а также отсутствовала система кондиционирования). Соответственно, именно к круизным задачам такие суда приспособляли в разное время и в разном объёме. Кроме того, это относительно небольшие суда с точки зрения главных размерений и количества пассажирских палуб, и в них существенно сложнее разместить на них достаточное для прибыльного бизнеса количество комфортабельных кают. Поэтому, например, двухпалубные суда утилизируются гораздо быстрее, чем трёхпалубные примерно того же возраста.

Например, из 36 двухпалубных судов проекта 785 типа «Россия» (строились в Комарно, Словакия, в 1952–1958 годах) 32 (88,9%) списаны, 4 (11,1%) потеряно в катастрофах, 28 (77,8%) утилизировано. В отстое 4 (11,1%) судна средним возрастом 63 года. В эксплуатации судов нет. Средний возраст утилизации 47,5 года. При этом пик утилизации наблюдался (рис. 2 и 3) в 1989 году (утилизация судов, принимавших участие в ликвидации последствий аварии на ЧАЭС) и в 2014–2017 годах (списание находившихся в отстое невостребованных на рынке судов). Основной график списания судов (см. рис. 2 и рис. 3) сохранял линейный характер, но с 2014 года имеется скачок, отражающий утилизацию в связи с моральным старением этого типа судов (к судам проекта относится и «Булгария»).

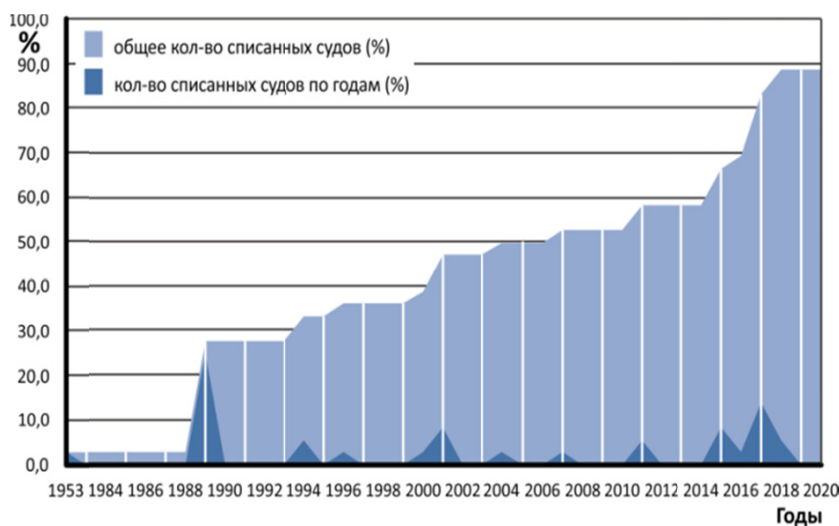


Рис. 2. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 785 типа «Россия»

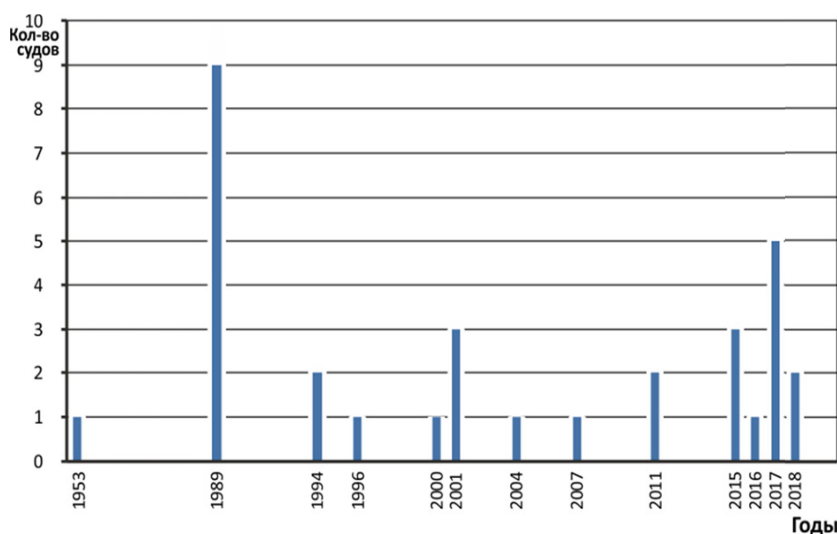


Рис. 3. Количество утилизированных судов проекта 785 типа «Россия» с распределением по годам

Из 15 двухпалубных судов проекта 646 типа «Байкал» (строились в Варнемюнде, Германия, в 1953–1956 годах) 7 (46,7%) списаны, 2 (13,3%) потеряно в катастрофах, 5 (33,3%) утилизировано. В отстое 3 (20,0%) судна средним возрастом 63,7 года, в эксплуатации 5 (33,3%) судов средним возрастом 64,4 года. Средний возраст утилизации 36,2 года. Основной график списания судов (рис. 4 и 5) сохранял линейный характер.

Из 49 трёхпалубных судов проекта 588 типа «Родина» (строились в Висмаре, Германия, в 1954–1961 годах) списаны 18 (36,7%), 4 (8,2%) потеряно в катастрофах, 14 (28,6%) утилизировано. В отстое 7 (14,3%) судов средним возрастом 60,7 лет, в эксплуатации 24 (49,0%) судна средним возрастом 61,1 года. Средний возраст утилизации 51,9 года.

При этом пик утилизации наблюдался (рис. 6 и 7) в 2012–2014 годах. Основной график списания судов (см. рис. 6) сохранял линейный характер, что является признаком равномерной утилизации объектов – обычно это отвечает списанию по техническому состоянию. Однако в 2012–2014 годах и далее наблюдается экспоненциальный рост утилизации судов проекта – признак морального старения. Проект 588, разработанный ЦТКБ МРФ, считался одним из самых успешных проектов судов такого класса в СССР. С постройки суда имели два грузовых рефрижераторных трюма, в каждом трюме был грузовой лифт, подруливающее устройство. Надстройки выполнялись из алюминиевого сплава.

Из 14 трёхпалубных судов проекта 26-37 типа «Октябрьская Революция» (строились в Комарно,



Рис. 4. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 646 типа «Байкал»

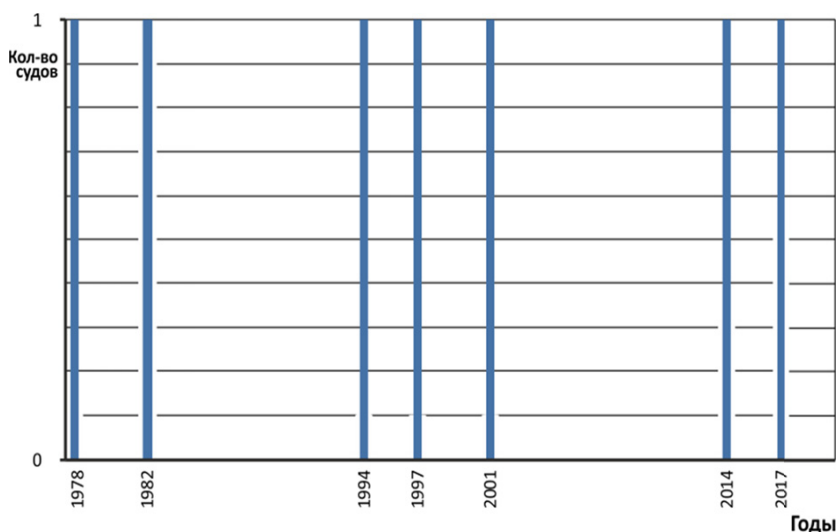


Рис. 5. Количество утилизированных судов проекта 646 типа «Байкал» с распределением по годам



Рис. 6. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 588 типа «Родина»

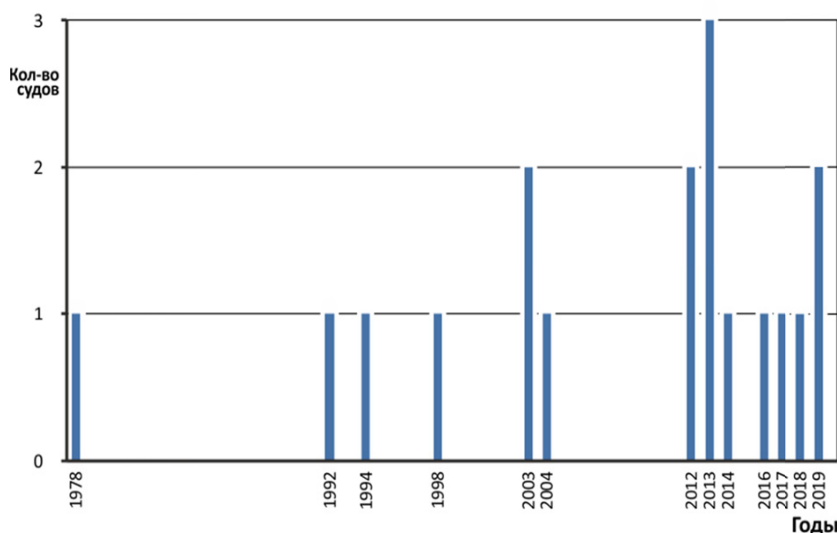


Рис. 7. Количество утилизированных судов проекта 588 типа «Родина» с распределением по годам

Словакия, в 1957–1962 годах, аналог проекта 588, но со стальной надстройкой) 3 (21,4%) списаны, 1 (7,1%) потеряно в катастрофах, 2 (14,3%) утилизировано. В отстое судов нет. В эксплуатации 11 (78,6%) судов средним возрастом 58,9 лет. Средний возраст утилизации 44,5 года. График списания судов приведён на рис. 8. Все суда с постройки имели одно-, двух- и четырёхместные каюты с умывальниками, а каюты класса «люкс» дополнительно получили санузелы.

Из 14 двухпалубных судов проекта 860 типа «Ерофей Хабаров» (строились на отечественных верфях в 1958–1963 годах) списаны 12 (85,7%), 4 (28,6%) потеряно в катастрофах, 8 (57,1%) утилизировано. В отстое 2 (14,3%) судна средним возрастом 57,5 лет, в эксплуатации судов нет. Средний возраст утилизации 44,9 года. Основной график списания судов (рис. 9 и 10) сохранял линейный характер.

Из 47 двухпалубных судов проекта 305 (весьма близких к проекту 860) типа «Дунай», включая 2 судна, работающих в Венгрии (строились в Будапеште, Венгрия, в 1959–1964 годах), 22 (46,8%) списаны, 2 (4,3%) потеряно в катастрофах, 20 (42,6%) утилизировано. В отстое 12 (25,5%) судов средним возрастом 57,4 лет, в эксплуатации 13 (27,7%) судов средним возрастом 57,3 лет. Средний возраст утилизации 50,5 лет. При этом пик утилизации наблюдался (рис. 11 и 12) в 2018 году, когда было списано сразу 7 судов проекта 305 (14,8% серии). Основной график списания судов (см. рис. 11) имеет после 2014 года ярко выраженный экспоненциальный характер — обычно это отражение морального старения по экономическим причинам. Серия предназначалась для работы на линиях с малыми глубинами.

Вторая группа судов (проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) — это суда, которые строи-

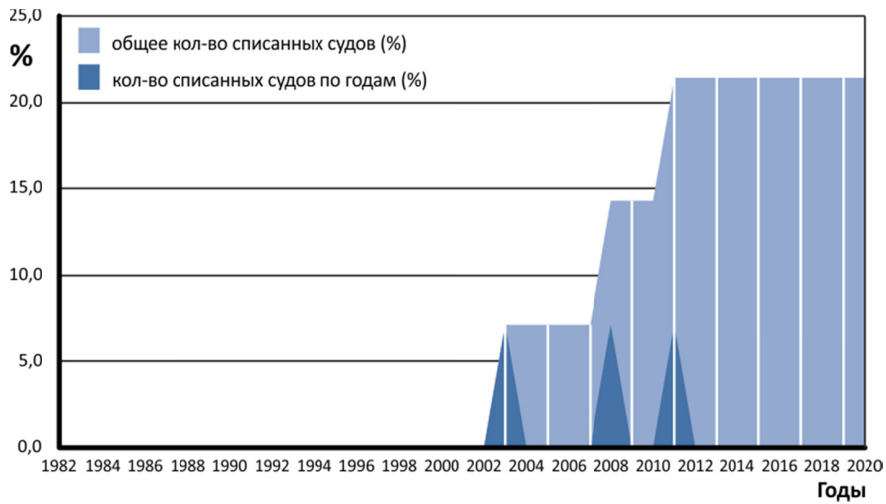


Рис. 8. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 26-37

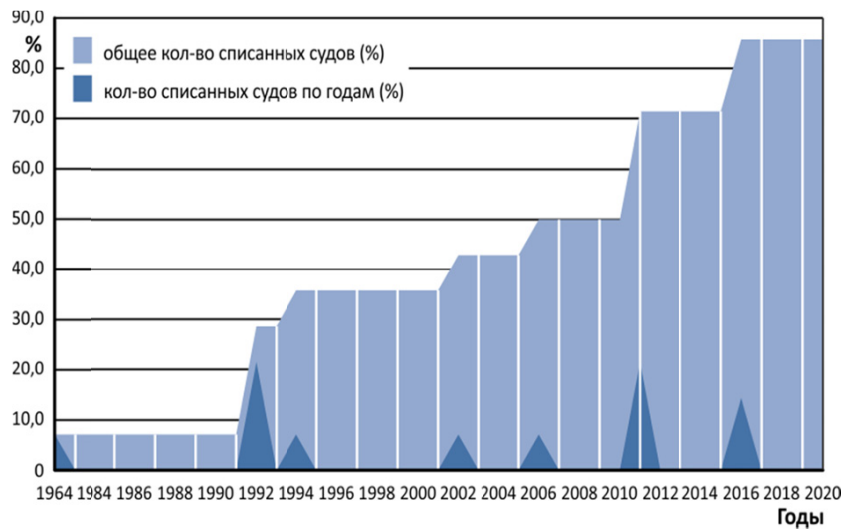


Рис. 9. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 860 типа «Ерофей Хабаров»

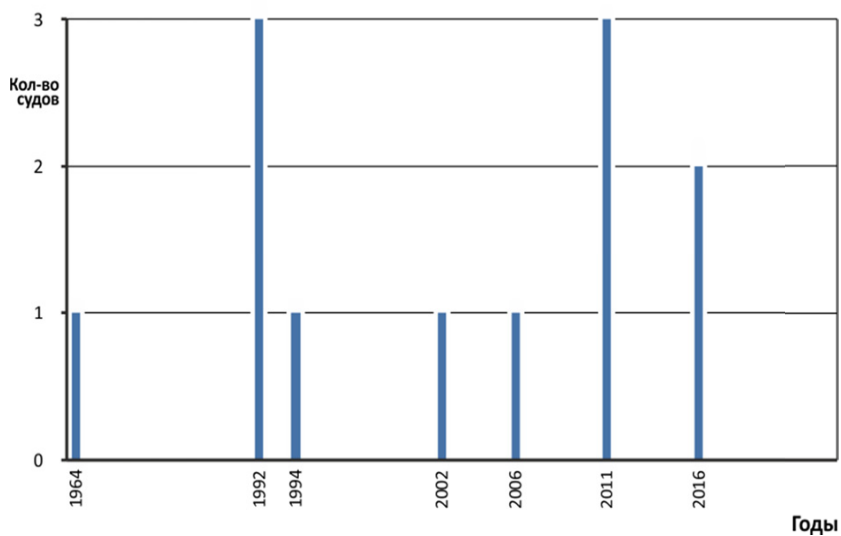


Рис. 10. Количество утилизованных судов проекта 860 типа «Ерофей Хабаров» с распределением по годам



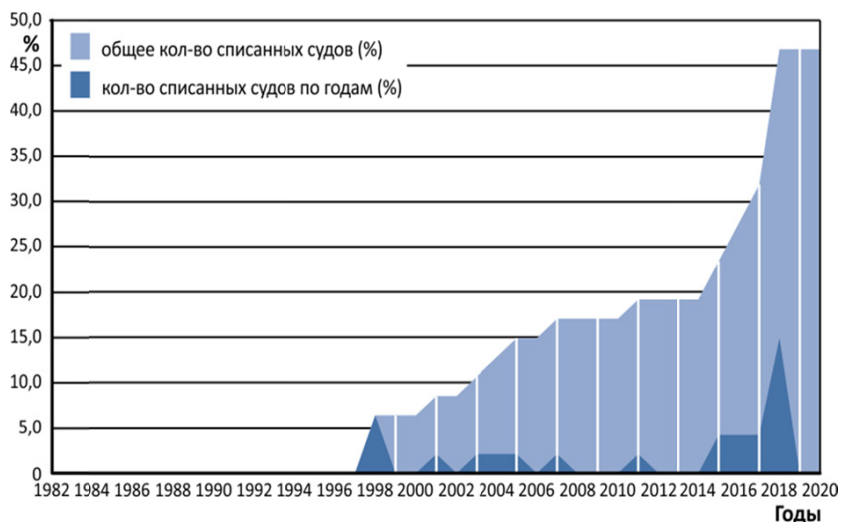


Рис. 11. Количество списанных судов в % соотношении от всех судов проекта 305 типа «Дунай»

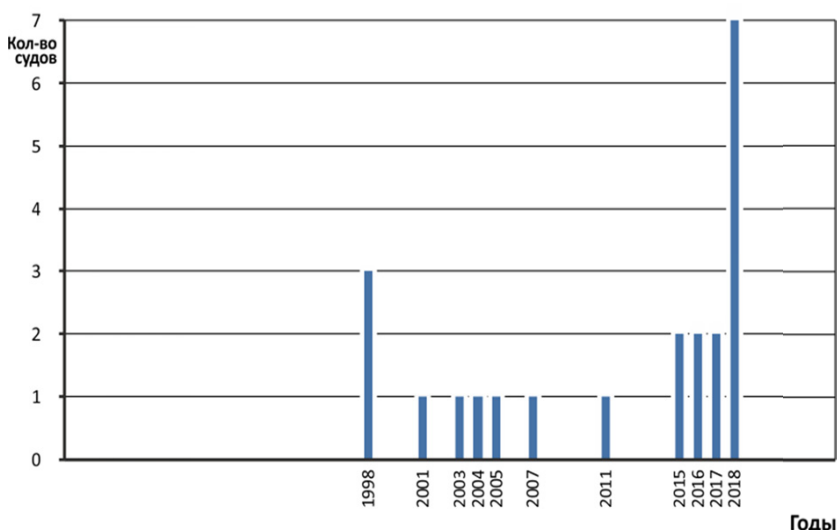


Рис. 12. Количество утилизированных судов проекта 305 типа «Дунай» с распределением по годам

лись в 70–90-е годы, причём многие уже с учётом круизной функции. Суда этих проектов имели вполне современные архитектурные формы и отличались заметно более высокой комфортабельностью всех пассажирских помещений, имели системы вентиляции и кондиционирования. В целом в них были заложены правильные конструктивные решения. Они вполне безопасны и эффективны для увеличения уровня комфорта, а в будущем и замены машин и механизмов, что позволит им работать ещё примерно 15–20 лет. При этом помимо перепланировочных работ особо следует ставить вопрос о замене в будущем дизель-генераторов и главных дизелей, ресурс которых практически исчерпан, а заводов, производящих неконтрафактные запчасти, уже нет.

С корпусом ситуация иная. Условия эксплуатации таких речных круизных судов гораздо более бла-

гоприятны, чем грузовых. Нет смысла сравнивать, например, 40-летнее сухогрузное судно и РКПС такого же возраста [4].

Вследствие большого запаса воды под днищем РКПС реже контактируют с грунтом. Бортовые конструкции пассажирских судов надёжно защищены кринолинами и кранцами, поэтому, несмотря на гораздо большую частоту швартовок и шлюзований, повреждаются неизмеримо меньше, чем бортовые конструкции грузовых судов.

Речные круизные пассажирские судна обычно заканчивают навигацию задолго до образования ледостава, поэтому на них редко действуют ледовые нагрузки.

Постоянное по длине судна распределение весовой нагрузки исключают возможность неожиданно-го увеличения общих изгибающих моментов, и, как

следствие, возможность перелома корпуса исключительно мала.

Хорошее техническое обслуживание корпусов, отсутствие загрязнений многих помещений способствуют замедлению коррозионного изнашивания. В целом наблюдения показывают, что скорости коррозионного изнашивания связей пассажирских судов в 2–4 раза меньше скоростей изнашивания связей грузовых судов. Например, на судне проекта 301 износы корпусных конструкций за 30 лет составили: наружная обшивка днища — 2,4%; наружная обшивка борта — 2,1%; настил главной палубы — 6,3%; настил второго дна — 2,1%; поперечные переборки — 2,8%; днищевой набор — 2,1%; бортовой набор — 2,4%; палубный набор — 2,3%. Однако и на пассажирских судах наблюдается значительное местное коррозионное изнашивание связей вблизи бытовых помещений, в отсеках с грязной водой и т. д. [4].

Например, все 4 четырёхпалубные судна проекта Q-040 типа «Максим Горький» (строились в Корнойбурге, Австрия, в 1974–1975 годах), а также оба судна проекта Q-056 типа «Антон Чехов» (строились там же в 1978–1979 годах) эксплуатируются. Средний возраст судов проекта Q-040 – 44,5 года, проекта Q-056 – 40,5 года.

Из 9 четырёхпалубных судов проекта 92-016 типа «Валериан Куйбышев» (строились в Комарно, Словакия, в 1975–1983 годах) списано одно (11,1%), причём судно было списано для получения утилизационного гранта для финансирования постройки нового круизного пассажирского судна проекта PV300. В отстое одно судно (11,1%) возрастом 42 года, в эксплуатации 7 (77,8%) судов средним возрастом 38,6 лет. Средний возраст утилизации 43 года. Особенности проекта являются достаточно большие площади палуб, что выгодно может быть использовано при модернизации, так как исходная планировка кают требует существенного вмешательства (25 кают сейчас трёхместные, 40 — узкие двухместные); недостаточная площадь ресторана (питание в две смены); малая мощность подруливающего устройства; при постройке — класс «О» (Ладога и Онега — класс «М»). Но в целом суда проекта 92-016 могут быть эффективными донорами для крупных модернизаций с перепланировкой и заменой оборудования.

Из 22 четырёхпалубных судов проекта 301 типа «Владимир Ильич» (строились в Бойценбурге, Германия, в 1975–1983 годах) списано 2 (9,1%). В отстое судов нет. В эксплуатации 20 (90,9%) судов средним возрастом 40,3 года. Средний возраст утилизации 26 лет (оба списанных судна работали за границей).

Из 24 судов (за исключением 3 судов проекта 302МК, работающих в Китае) проекта 302 типа «Дмитрий Фурманов» (строились в Бойценбурге, Германия, в 1983–1991 годах) ни одно судно не списано, также нет судов в отстое. В эксплуатации все суда серии средним возрастом 32,1 года.

Из 5 трёхпалубных судов проекта Q-065 типа «Сергей Есенин» (строились в Корнойбурге, Австрия, в 1984–1986 годах) списано одно (20,0%), элементы были использованы для постройки РКПС проекта PV08. В отстое одно судно (20,0%) возрастом 34 года. В эксплуатации 3 (60,0%) судна средним возрастом 34 года. Средний возраст утилизации 27 лет. Серия предназначалась для работы на линиях с малыми глубинами. С целью снижения массы судна порожнем обычно применяемые на РКПС среднеоборотные дизели на них были заменены на высокооборотные, которые оснастили повышенным расходом топлива и относительно меньшим ресурсом.

Речные круизные пассажирские судна переоборудовались (и переоборудуются) с целью повышения уровня комфорта, что приводит к сокращению пассажироместности (числа кают) за счёт увеличения площади кают (табл. 3 и 4). Так, например, теплоход «Комарно» проекта 26-37, построенный в 1959 году, с 2005 по 2007 год был подвергнут существенной модернизации. В результате «Волга Дрим» (новое название судна) превратился в одно из самых комфортабельных судов на Волге. При этом общее число кают сократилось со 117 до 58 и, соответственно, количество пассажиров с 312 до 109.

Такие работы продолжаются. Зимой 2018–2019 года компания «ГАМА» переоборудует РКПС проекта 588 «А.С. Попов». На обновлённом судне будет 71 каюта площадью 14–16 кв. м и 10 кают площадью 11–14 кв. м, при этом количество пассажиров сократится до 162 с 339 человек (на 52,2%). Устанавливаются санблоки, многоканальные сплит-системы кондиционирования, новые вентиляторы, происходит замена кабельных трасс и электропроводов, а также новая автоматика на судовую электростанцию.

Для работы с иностранцами как с наиболее выгодным сегментом туристического бизнеса переоборудование предполагает повышение уровня комфортабельности РКПС до уровня 4★ отеля. Проведение таких работ целесообразно только для относительно новых и достаточно больших РКПС, у которых ещё не выработан технический ресурс судовых машин, механизмов, систем. Для четырёхпалубных судов численность пассажиров в таких современных каютах составляет 200–220 человек. Например, на «Княжне Виктории» проекта 301 после модерниза-

ции 109 кают (218 пассажиров). На РКПС «Мстислав Ростропович» проекта 92-016 пассажировместимость после переоборудования 212 человек.

Примером модернизации РКПС проекта 301 является судно проекта PV17 «Викинг Синеус» (бывший «Михаил Ломоносов»). Модернизация проводилась в межнавигационный период 2013–2014 годов с целью увеличения комфортабельности судна за счёт значительного увеличения площади кают, ресторанов и общественных помещений.

Заказчик — «Викинг Украина» (украинское подразделение крупнейшей в мире речной круизной компанией Viking River Cruises). Завод-строитель — Херсонский судостроительный судоремонтный завод им. Коминтерна, филиал АСК «Укрречфлот». Проект PV17 разработан Морским Инженерным Бюро.

Судно предназначено для перевозки пассажиров, в том числе на линии Киев–Херсон–Одесса–Дунайская Прорва–Бургас (в период с апреля по октябрь). Первый раз «Викинг Синеус» прибыл в Одессу 12 сентября 2014 года. На борту было 177 пассажиров, в основном граждан Германии. Следующим портом захода этого круиза был порт Галац в Румынии.

Класс Регистра Судоходства Украины — М-ПР 2,5. Судно представляет собой четырёхпалубный трёхвинтовой теплоход габаритной длиной 125,00 м, шириной 16,70 м, с четырёхъярусной надстройкой по всей длине судна, кормовым расположением машинного отделения, ходовым мостиком в носовой части, двойным дном, наклонным форштевнем и крейсерской кормовой оконечностью.

**Таблица 3.** Изменения пассажировместимости на судах проекта 26-37 после их переоборудования

Название судна	Год постройки	Год переоборудования	Число пассажирских мест до/после переоборудования	Изменение пассажировместимости, %
Александр Бенуа (бывш. Яков Свердлов)	1960	2007	312/140	-55,1
Афанасий Никитин (бывш. Мир)	1959	2008	312/264	-15,4
Валерий Чкалов	1961	2007	312/152	-51,3
Волга Дрим (бывш. Комарно)	1959	2007	312/109	-65,1
Иван Кулибин (бывш. Андрей Жданов)	1960	2008	312/264	-15,4
Капитан Пушкарёв (бывш. XXI съезд КПСС)	1960	1998	312/200	-35,9
Михаил Танич (бывш. Николай Щорс)	1962	2003	312/249	-20,2
Н.А. Некрасов (бывш. Серго Орджоникидзе)	1961	2005	312/140	-55,1
Октябрьская Революция	1957	2008	312/264	-15,4
Президент (бывш. Сергей Лазо)	1961	2004	312/146	-53,2
Родная Русь (бывш. Клемент Готвальд)	1961	2006	312/223	-28,5
Сергей Абрамов (бывш. Дружба)	1961	2003	312/146	-53,2

**Таблица 4.** Изменения пассажировместимости на судах проекта 588 после их переоборудования

Название судна	Год постройки	Год переоборудования	Число пассажирских мест до/после переоборудования	Изменение пассажировместимости, %
Анатолий Папанов (бывш. К.Э. Циолковский)	1961	2009	339/236	-30,4
Арабелла (бывш. Л. Доватор)	1955	2003	364/150	-58,8
Карл Маркс	1957	2007	339/152	-55,2
Космонавт Гагарин (бывш. Кавказ)	1958	2008	339/185	-45,4
Очарованный странник (бывш. Андрей Вышинский)	1956	2011	364/193	-47,0
Павел Бажов (бывш. Вильгельм Пик)	1960	2000	339/226	-33,3
Прикамье (бывш. Добрыня Никитич)	1957	2004	339/130	-61,7
Цезарь (бывш. Эрнст Тельман)	1955	2004	364/150	-58,8
Юрий Никулин (бывш. Карл Либкнехт)	1956	2007	364/227	-37,6

Для размещения 196 пассажиров (при постройке было 360 пассажиров, но в существенно более скромных условиях) предусмотрены 98 двухместных кают, включая:

- четыре апартамента с балконом площадью от 30,1 до 31,6 м<sup>2</sup>;
- две люкс-каюты с балконами площадью 24,2 м<sup>2</sup>;
- шестьдесят кают с балконами площадью от 13,5 до 16,0 м<sup>2</sup>;
- тридцать две каюты площадью от 11,1 до 12,9 м<sup>2</sup>.

Блок пассажирских помещений располагается на трёх палубах надстройки: главной, верхней и шлюпочной. Все пассажирские каюты оборудованы двуспальными кроватями, душем с туалетом, кондиционером, шкафами, сейфом, телевизором со спутниковыми и внутрисудовыми каналами, феном, беспроводным Интернетом (Wi-Fi), судовой радиотрансляцией, внутренней и внешней телефонной связью. Каюты на верхней и шлюпочной палубах имеют индивидуальные балконы. Балконы оборудованы сдвижными перегородками, обеспечивающими свободный проход по палубам вдоль всего судна в аварийных ситуациях.

На верхней палубе расположен ресторан, позволяющий в одну смену кормить всех пассажиров, площадью около 350 кв. м, вместимостью 212 посадочных мест, перед рестораном организован вместительный вестибюль с кофе-станцией, местом отдыха и общественными туалетами. В носовой части шлюпочной палубы оборудован обзорный бар площадью около 100 кв. м, вместимостью 55 мест. На тентовой палубе разместился музыкальный салон с баром площадью около 150 кв. м, вместимостью 100 мест, а также большая открытая палуба с шезлонгами и тентом. На главной палубе размещена стойка регистрации пассажиров с зоной отдыха и библиотекой.

Кондиционирование, водоснабжение и вентиляция соответствуют представлениям о гостинице 4★. Пассажирский лифт соединяет все пассажирские палубы теплохода.

Судно проекта PV17 соответствует повышенным стандартам экологической безопасности. На судне предусмотрена закрытая система сточных и хозяйственно-бытовых вод. Все сточные и хозяйственно-бытовые воды отводятся в сборные цистерны, также на судне имеется установка обработки сточных вод.

В эксплуатации также находятся 1 судно проекта 463 типа «Принцесса Анабелла» возрастом 46 лет, 3 пассажирских судна с колёсным движительно-рулевым комплексом проекта ПКС-40 типа «Сура» средним возрастом 5,7 лет, 1 конверсионное судно проекта 588/РЕГК.002 типа «Русь Великая» возраст-

ом 6 лет, 1 конверсионное судно проекта PV08 типа «Александр Грин» возрастом 7 лет, а также новое высококомфортабельное судно проекта PV09 типа «Штандарт» возрастом 2 года.

На трёхпалубном судне проекта PV08 «Александр Грин» (конверсия Q-065 [1, 7]) для размещения 112 пассажиров созданы 56 стандартных кают площадью 14,5–18,0 кв. м и 6 улучшенных кают «Люкс» площадью 23–25 кв. м (все с двуспальными кроватями, душем и туалетом, кондиционером, шкафами, сейфом, телевизором со спутниковыми и внутрисудовыми каналами, феном, электрическими розетками на 220 В, беспроводным Интернетом, судовой радиотрансляцией, внутренней и внешней телефонной связью). Каюты на двух палубах имеют индивидуальные балконы (со сдвижными перегородками, обеспечивающими свободный проход по палубам вдоль всего судна в аварийных ситуациях). Полностью новыми являются системы кондиционирования, водоснабжения и вентиляции, главные и вспомогательные дизеля, электрорадионавигация и автоматика. Ресторан площадью 281 кв. м на 150 посадочных мест обеспечивает питание в одну смену, также есть салон с баром на 65 мест площадью 221 кв. м, спортзал, массажная, сауна, парикмахерская, амбулатория.

По озеру Байкал совершают круизные рейсы относительно небольшие РКПС «Николай Ерошенко» (проект Р-18А/7635, 16 кают, 45 пассажиров, переоборудован в 2003 году из буксира постройки 1969 года), «Империя» (проект Р-18А/224, 24 каюты, 47 пассажиров, переоборудован в 2007 году из буксира постройки 1968 года) и «Александр Великий» (проект ПТ-258, 15 кают, 30 пассажиров, переоборудован в 2000 году из прогулочного судна проекта 10110 постройки Ильичёвского СРЗ 1987 года). По рекам Белоруссии — РКПС проекта 1168 «Белая Русь» (16 кают, 35 пассажиров, построен в 2016 году с использованием элементов зачистой станции «ОС-2»).

В постройке находятся новые пассажирские круизные суда проекта ПКС-180 (2 единицы, сдача в эксплуатацию планируется в 2020 году), PV300 (1 единица, сдача в эксплуатацию планируется в 2020 году), PV300VD (1 единица, сдача в эксплуатацию планируется в 2020 году).

Для каждого проекта, базирясь на полученных выше данных и опираясь на выбранную модель утилизации, можно прогнозировать следующие сроки списания (табл. 5).

Прогнозировать выбытие РКПС можно в целом для всего флота, но это будет очень грубой оценкой, так как зависимости выбытия для судов различных

Таблица 5. Прогноз выбытия отечественных речных круизных пассажирских судов на февраль 2019 года

Проект	Прогнозируемый год выбытия серии	Остаточный ресурс, лет	Количество действующих судов на 2019 г., ед.	Прогноз количества судов на 2025 г., ед.	Прогноз количества судов на 2030 г., ед.
26-37	2030	10	11	6	1
92-016	2033	14	7	5	2
301	2035	16	20	16	10
302	2040	21	24	22	18
305	2028	9	13	2	0
588	2031	12	24	12	3
646	2025	6	5	2	0
785	2019	0	0	0	0
860	2019	0	0	0	0
Q-040	2031	12	4	2	1
Q-056	2032	13	2	2	2
Q-065	2032	13	3	3	3
ПКС-40	2040	21	3	3	3
463	2023	4	1	0	0
P-18A	2030	11	2	2	1
ПТ-258	2025	6	1	1	0
588/РЕГК.002	2037	18	1	1	1
1168	2036	17	1	1	1
PV08	2042	23	1	1	1
PV09	–	–	1	1	1
PV300	–	–	–	2	2
PV300VD	–	–	–	1	1
ПКС-180	–	–	–	2	2
<b>Всего</b>			<b>124</b>	<b>87</b>	<b>53</b>

проектов значительно отличаются друг от друга и носят вероятностный характер.

Можно предположить, что к 2025 году будет в работе примерно 87 РКПС, в том числе новых, а к 2030 году — примерно 53 (без учёта судов, которые могут быть за эти годы построены, но пока не заказаны).

**ВЫВОДЫ.** Основным критерием грядущего списания РКПС является моральное старение, в том числе по экономическим и экологическим требованиям, а также характеристикам самого судна, т. е. не востребуемость судна рынком.

Новые РКПС необходимы по следующим причинам:

- эксплуатируемые на линиях суда (особенно первой группы) уже подошли к порогу физического и морального устаревания;
- ограниченные возможности модернизации имеющихся судов из-за устаревшей конструкции;
- низкие показатели экономичности существующих судов;
- неудовлетворительные показатели комфорта пассажирских кают и общественных помещений на судне;
- невозможность круизов река–море.

К февралю 2019 года из 254 построенных в советское время РКПС 98 (38,6%) были списаны, 17 (6,7%) потеряны в катастрофах, 81 (31,9%) утилизи-

ровано. В отстое находилось 32 (12,6%) судна средним возрастом 57,7 года, в эксплуатации — формально 124 (48,8%) судна средним возрастом 45,2 года. Средний возраст утилизации 47,1 лет.

Анализ закономерностей списания показал, что к 2025 году будет в работе примерно 87 РКПС, а к 2030 году — примерно 53.

Предстоящее списание флота РКПС нанесёт существенный ущерб внутренним речным пассажирским перевозкам, понятие «речной отечественный круиз» может исчезнуть.

Во избежание подобного сценария рекомендуется на краткосрочную перспективу привести существующий флот (в первую очередь проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) к современным экологическим требованиям и требованиям рынка (заменить двигатели, улучшить условия обитаемости, повысить автоматизацию процессами на борту и т. п.), а на среднесрочную — строить новый флот, в том числе с использованием элементов судов-доноров: проекты РКПС «Днепр/Волго-Дон макс» классов PV300, PV300VD, «Волго-Балт макс» класса PV500VB, «ББК макс» классов PV09, PV11 как судна, наиболее полно соответствующие рыночным тенденциям, а также проекты с колёсным движительно-рулевым комплексом (ПКС-180) или водомётным движителем для работы на малых реках.

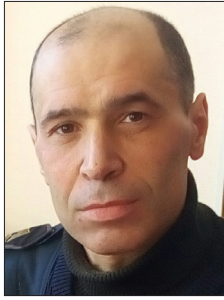
**Список литературы**

- [1] Анисимов, К. О., & Егоров, Г. В. (2012). Как сохранить российские речные круизы? *Морская Биржа*, 3 (41), 24-34.
- [2] Егоров, А. Г. (2018). Анализ круизного пассажирского флота. Материалы IX Международ. науч.-техн. конф. «*Инновации в судостроении и океанотехнике*». Николаев: НУК, 61.
- [3] Егоров, Г. В., & Анисимов, К. О. (2016). Круизный туризм – воплощение мечты. Концепт пассажирского судна смешанного река–море плавания с возможностью совершения круизов по Каспийскому, Азовскому, Чёрному и Балтийскому морях. *Морские вести России*, 10, 13-16.
- [4] Егоров, Г. В., & Егоров, А. Г. (2015). Исследование надёжности и риска эксплуатации отечественных речных круизных пассажирских судов. *Вестник ОНМУ*. Одесса: ОНМУ, 1 (43), 5-31.
- [5] Егоров, Г. В., & Егоров, А. Г. (2016). Анализ возможных версий гибели судна «Булгария» и рекомендации по управлению риском при эксплуатации существующих и проектировании новых речных круизных пассажирских судов. Материалы VII Международ. науч.-техн. конф. «*Инновации в судостроении и океанотехнике*». Николаев: НУК, 42.
- [6] Егоров, Г. В., & Егоров, А. Г. (2017). Фактическое списание судов смешанного река–море плавания и прогноз утилизации судов до 2025 года. Типы судов, востребованные рынком. *Морская Биржа*, 3 (61), 30-36.
- [7] Егоров, Г. В., Егоров, А. Г., & Калугин, Я. В. (2018). Особенности модернизации и конверсии речных круизных пассажирских судов. Материалы IX Международ. науч.-техн. конф. «*Инновации в судостроении и океанотехнике*». Николаев: НУК, 69-70.

---

© О. Г. Егоров

Статью рекомендует до друку  
д-р техн. наук, проф. В. О. Некрасов



**Oleksandr  
M. Stukalenko**  
Стукаленко  
Олександр  
Михайлович

УДК 621.874

## **MATHEMATICAL MODEL OF HOLDING AN ARROW OF AN ARTICULATED CRANE AFTER A CABLE CLIFF**

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УТРИМАННЯ СТІЛИ СТІЛОВОГО КРАНА ПІСЛЯ ОБРИВУ ТРОСА**

DOI 10.15589/SMI20180206

**Oleksandr M. Stukalenko**

О. М. Стукаленко, ст. викл. СДУ і ХТ  
alexstuk71@gmail.com

ORCID: 0000-0002-3025-7013

**Dmytro I. Vasylets**

Д. І. Василець, асист. каф. СДУ і ХТ  
vasylets1990@gmail.com

ORCID: 0000-0002-9302-8832

*National University «Odessa Maritime Academy», Odessa*

*Національний університет «Одеська морська академія», м. Одеса*



**Dmytro  
I. Vasylets**  
Василець  
Дмитро  
Іванович

**Abstract.** One of the problems that arise during the operation of trucks is the crashes that arise as a result of the breakage of the rope chainsaw. This inevitably leads to the fall of an arrow and can be accompanied by significant material damage, human casualties, environmental disasters, etc. One of the options to prevent a drop in an arrow after a cable cliff is to use the reserve in the power cord of the crane. Structurally, it is implemented as a dual polypast with two separate ropes and a leveling device. When breaking one rope the arrow is held on the second. The simplest version of the equalizer is the balance. But theoretical studies of such structures have proved that it is impossible to prevent a crash when working with a nominal load – the dynamics coefficients in the crane elements exceed the safety margins. The construction of a double-acting jib-polispast, which was developed for the “Bogatyр” floating crane, was considered. In order to eliminate the dynamic shock loads when breaking one cable to the second and keeping this arrow from falling, the ends of the cables are connected to a balancer mounted on a spring loaded rod. It was assumed that with the break of one cable, the balancer, thanks to the springs, maintains a constant distance between the points of attachment of the second cable on the frame and on the arrow, which provides a static application of dual effort on the whole cable. A two-mass dynamic model of a jib crane with a rope suspension bracket is made up. Completed mathematical modeling of the behavior of the composite dynamic model. The equations of motion of masses, which are solved by the Runge-Kutta method, are obtained. The dynamic forces and dynamic coefficients in the power chain of the jib crane are determined with the support of the arrow. The comparative analysis of the obtained dynamics coefficients and the strength ratios of ropes shows that it is impossible to hold an arrow for cranes with a handling capacity of more than 160 tons. The dynamic coefficient of effort in a jet rope is practically equal to its strength. Taking into account the reduction of the carrying capacity of the cable during its wear to the standards of failure, as well as the loss of its strength when bending on the blocks, we can conclude that the spring loaded balance does not provide the necessary reduction of dynamic loads, even for light cranes. In order to ensure that the arrow does not drop off after the break of the rope line, it is necessary to develop new technical solutions. This requires further research of the dynamic processes in the crane power circuit after the break of the cable of the jet cascade, and the definition of the necessary laws of resistance to the motion of equalizing devices.

**Keywords:** jib crane; rope breakage; dual polypast with balancer; safe twin polypast.

**Анотація.** Однією з проблем, що виникають під час експлуатації вантажних машин, є аварії, які виникають унаслідок обриву троса стрілового поліспасти. Це неминуче призводить до падіння стріли і може супроводжуватися значними матеріальними збитками, людськими жертвами, екологічними катастрофами тощо. Одним з варіантів запобігання падінню стріли після обриву троса є використання резервування у силовому ланцюзі крана. Конструктивно це реалізується як здвоєний поліспаст із двома окремими тросами і зрівняльним пристроєм. При обриві одного троса стріла втримується на другому. Найбільш простим варіантом зрівняльного пристрою є балансір. Але теоретичні дослідження таких конструкцій довели, що запобігти аварії в роботі з номінальним вантажем не є можливим, адже коефіцієнти динамічності зусиль в елементах крана перевищують запаси міцності.

Розглянуто конструкцію зведеного стрілового поліспасти, яка була розроблена для плавкрана «Богатырь». Із метою усунення динамічних ударних навантажень при обриві одного троса на другий і утримання завдяки цьому стріли від падіння кінці тросів приєднані до балансира, змонтованого на підпружиненому штоку. Передбачалося, що при обриві одного троса балансір завдяки пружинам зберігає постійну відстань між точками кріплення другого троса на каркасі й на стрілі, чим забезпечує статичне прикладення подвійного зусилля до цілого троса. Складено двомасову динамічну модель стрілового крана з тросовим підвісом стріли. Виконано математичне моделювання поведінки розробленої динамічної моделі. Отримано рівняння руху мас, які розв'язані методом Рунге-Кутта. Визначено динамічні зусилля та коефіцієнти динамічності зусиль у силовому ланцюзі стрілового крана за умов утримання стріли. Порівняльний аналіз отриманих коефіцієнтів динамічності і коефіцієнтів запасу міцності тросів показує, що для кранів вантажопідйомністю 161 т і більше втримати стрілу не є можливим. Коефіцієнт динамічності зусилля у стріловому тросі практично дорівнює його запасу міцності. З урахуванням зниження несучої здатності троса під час його зносу до норм бракування, а також втрати його міцності при згині на блоках можна зробити висновок, що підпружинений балансір не забезпечує необхідне зниження динамічних зусиль навіть для легких кранів. Для забезпечення виключення падіння стріли після обриву троса стрілового поліспасти необхідно розробити нові технічні вирішення. Це вимагає подальших досліджень динамічних процесів у силовому ланцюзі крана після обриву зазначеного троса та визначення необхідних законів опору руху зрівняльних пристроїв.

**Ключові слова:** стріловий кран; обрив каната; зведений поліспаст із балансіром; безпечний зведений поліспаст.

**Аннотация.** Одной из проблем, которые возникают при эксплуатации грузовых машин, являются аварии, возникающие вследствие обрыва троса стрелового полиспаста. Это неизбежно приводит к падению стрелы и может сопровождаться значительными материальными убытками, человеческими жертвами, экологическими катастрофами и др. Одним из вариантов предотвращения падения стрелы после обрыва троса является использование резервирования в силовой цепи крана. Конструктивно это реализуется как сдвоенный полиспаст с двумя тросами и уравнивающим устройством. При обрыве одного троса стрела удерживается на втором. Наиболее простым вариантом уравнивающего устройства является балансір. Но теоретические исследования таких конструкций доказали, что предотвратить аварии в работе с номинальным грузом невозможно, ведь коэффициенты динамичности усилий в элементах крана превышают запасы прочности. Рассмотрена конструкция сдвоенного стрелового полиспаста, которая была разработана для плавкрана «Богатырь». С целью устранения динамических ударных нагрузок при обрыве одного троса на второй и удержания благодаря этому стрелы от падения концы тросов присоединены к балансіру, смонтированному на подпружиненном штоке. Предполагалось, что при обрыве одного троса балансір благодаря пружинам сохраняет постоянное расстояние между точками крепления второго троса на каркасе и на стреле, чем обеспечивает статическое приложение двойного усилия к целому тросу. Составлена двухмассовая динамическая модель стрелового крана с тросовым подвесом стрелы. Выполнено математическое моделирование поведения разработанной динамической модели. Получены уравнения движения масс, решенные методом Рунге-Кутта. Определены динамические усилия и коэффициенты динамичности усилий в силовой цепи стрелового крана в условиях удержания стрелы. Сравнительный анализ полученных коэффициентов динамичности и коэффициентов запаса прочности тросов показывает, что для кранов грузоподъемностью 161 т и более удержать стрелу не представляется возможным. Коэффициент динамичности усилия в стреловом тросе практически равен его запасу прочности. С учетом снижения несущей способности троса во время его износа нормам браковки, а также потери его прочности при изгибе на блоках можно сделать вывод, что подпружиненный балансір не обеспечивает необходимое снижение динамических усилий даже для легких кранов. Для обеспечения исключения падения стрелы после обрыва троса стрелового полиспаста необходимо разработать новые технические решения. Это требует дальнейших исследований динамических процессов в силовой цепи крана после обрыва указанного троса и определения необходимых законов сопротивления движению уравнивающих устройств.

**Ключевые слова:** стреловой кран; обрыв каната; сдвоенный полиспаст с балансіром; безопасный сдвоенный полиспаст.

## References

- [1] Stukalenko, A. M., & Kyilyinnyk, A. A. (2016). Analiz dinamicheskikh nagruzok sudovogo strelovogo kрана pri otkaze topenanta sdvoennogo strelovogo polispasta. *Energetika sudna: ekspluatatsiya ta remont* : Adstracts Conf., 21.03.12–23.03.12, T. 1., Odesa, 32-33.
- [2] Kosyachenko, I. G. (1973). Patentosposobnost morskikh plavuchih kранов. *Sudostroenie*, 4, 26-28.
- [3] *Sdvoennyiy polispast strelovogo kрана*: a.s. 170159 SSSR, MPK V 66s. no 840909/27-11; zayavl. 10.04.61; opubl. 09.04.65, Byul. no 8.
- [4] Nomerovannyiy, B. S., & Kozlov, M. A. (1971). Raspredelenie usiliiy v vetvyah kanata bezopasnogo kanatnogo polispasta pri obryive odnoy iz nih. *Stalnyie kanaty*: Scientific bull. Kiev: Tehnika, 8, 217-219.
- [5] Stukalenko, M. I., Stukalenko, A. M., & Semenyuk, V. F. (2001). Sozdanie bezopasnyih sdvoennyih polispastov s uravnitelnymi friktsionnyimi ustroystvami. *Pod'emnyie sooruzheniya i spetsialnaya tehnika*, 2, 9-11.



- [6] Kozlov, M. A., Vudvud, A. N., & Himchenko, V. G. (2009). Teoriya i praktika proek-tirovaniya ustroystv, predotvraschayuschih avarii gruzopod'emnyih kranov pri obryive kanatov. *Pod'emnyie sooruzheniya i spetsialnaya tehnika*, 1, 29-30.
- [7] Shvachunov, A. S., & Dorohov, N. Yu. (2013). Proektirovaniya ustroystv, predotvraschayuschih avarii gruzopod'emnyih kranov pri obryive kanata. *Mashinobuduvannya: Scientific bull.* Harkiv, 11, 76-81.
- [8] Register of Shipping of Ukraine (2011). Rules for Cargo-Handling Gear of Sea-Going Ships ed.
- [9] Nikitin, I. F., & Scherbak, O. V. (2007). Issledovanie izgiba kanata na blokah. *Vestnik HNADU*, 38, 108-110.

**Постановка задачі.** Під час проведення вантажних операцій широко застосовуються стрілові крани. Одним з варіантів механізму зміни вильоту стріли є механізм із поліспастовим підвісом, переваги якого особливо виражені у кранах великої вантажопідйомності — менша вага стріли, яка працює лише на стискання, а також швидкість укладання стріли у положення «по похідному».

Однією з проблем в експлуатації стрілових кранів із поліспастовим підвісом стріли є аварії внаслідок падіння стріли у разі обриву троса. Такі аварії призводять до простоїв під час проведення вантажних операцій, матеріальних збитків, а також можуть призвести до людських жертв. Крім того, вантаж, який буде пошкоджений у разі падіння стріли, може бути вибухонебезпечним, отруйним для навколишнього середовища.

У стрілових кранах із тросовим підвісом стріли можливе застосування стрілових поліспастів як одинарних, так і здвоєних. У здвоєних поліспастах зрівняльним елементом використовується блок або (особливо у важких кранах) балансир. У разі застосування останнього використовуються два окремих троси. Таким чином, у системі з'являється резервування за умов паралельного з'єднання елементів і є можливість утримання стріли від падіння при обриві одного з тросів на другому.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження можливості утримання стріли після обриву троса у здвоєному стріловому поліспасті з балансиrom [1] показали, що коефіцієнт динамічності зусилля у стріловому поліспасті значно перевищує запас міцності троса, який залишається цілим. Це вказує на неминучість падіння стріли з вантажем.

Із метою усунення при обриві троса динамічних ударних навантажень було розроблено конструкцію стрілового поліспаста для плавкрана «Богатырь» [2; 3], у якій дві гілки тросів приєднані до балансира, що закріплений на штоку пружинного компенсатора-уловлювача, змонтованого на каркасі. За обриву однієї з гілок компенсатор-уловлювач зберігає постійну відстань між точками кріплення на каркасі й на стрілі цілої гілки троса, чим забезпечується статичне подвійне її навантаження.

На рис. 1 наведено загальний вигляд здвоєного поліспаста, на рис. 2, *a* — пружинний компенсатор, на рис. 2, *b* — розріз його по *B-B*.

Здвоєний поліспаст складається з груп *A* і *B* обвідних блоків із запасованими на них двома гілками тросів *1*. Група *A* обвідних блоків змонтована на стрілі, а група *B* — на каркасі.

Обидві гілки тросів за допомогою муфт *2* і пальців *3* прикріплені до балансира *4*, з'єданого із центральним штоком *5* компенсатора-уловлювача *6*.

Компенсатор-уловлювач *6* завдяки двом цапфам *7* і підшипникам ковзання *8* (див. рис. 2) може повертатися до горизонтальної осі каркаса крана, забезпечуючи строго осьове прикладення зусилля до центрального штока *5* за будь-якого положення стріли.

У литому корпусі *9* компенсатора-уловлювача (див. рис. 2) поміщено два пакети тарілчастих пружин *10*, надягнутих на штоки *11*, що оснащені обмежниками *12* і з'єднані із центральним штоком *5* за допомогою двох серг *13*.

У нормальному експлуатаційному стані навантаження від стріли розподіляється рівномірно між гілками тросів *1*, при цьому балансир *4* перебуває в рівноважному положенні, а пружини *10* компенсатора-уловлювача стиснені так, що вісь цапфи *7* відстоїть від осей пальців *3* балансира *4* на відстані *C* (див. рис. 2).

За обриву будь-якої гілки тросів точка *a* кріплення гілки троса *1* до балансира *4* одночасно бере участь у двох рухах: в обертальному щодо осі балансира під дією подвоєного зусилля гілки, що не обірвалася, та у поступальному разом із центральним штоком *5* під дією сил пружності пружин *10*. Результувальний рух точки *a* у напрямі зусиль дорівнює нулю, внаслідок чого відстань *C* до й після обриву зберігається незмінною, усуваються ударні навантаження на цілу гілку і стріла втримується від падіння.

З опису конструкції авторами слідує, що перерозподіл зусиль у гілках поліспаста після обриву однієї з них розглядався за схемою статичного прикладення зусилля до цілої гілки троса завдяки забезпеченню незмінного положення точки кріплення її до балансира.

Аналіз конструкції дає змогу стверджувати таке. Пружини компенсатора є ланкою пружного ланцю-

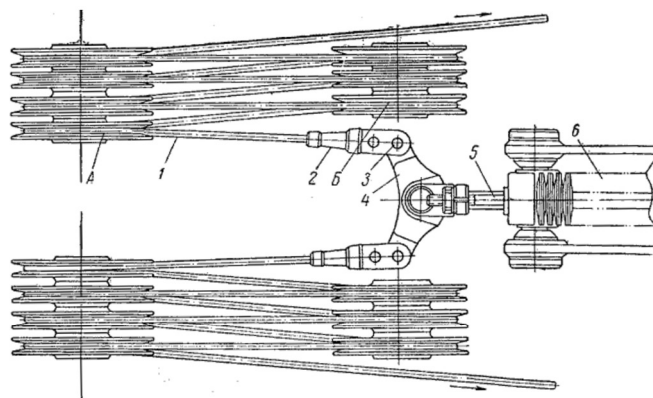


Рис. 1. Здвоєний стріловий поліспаєт

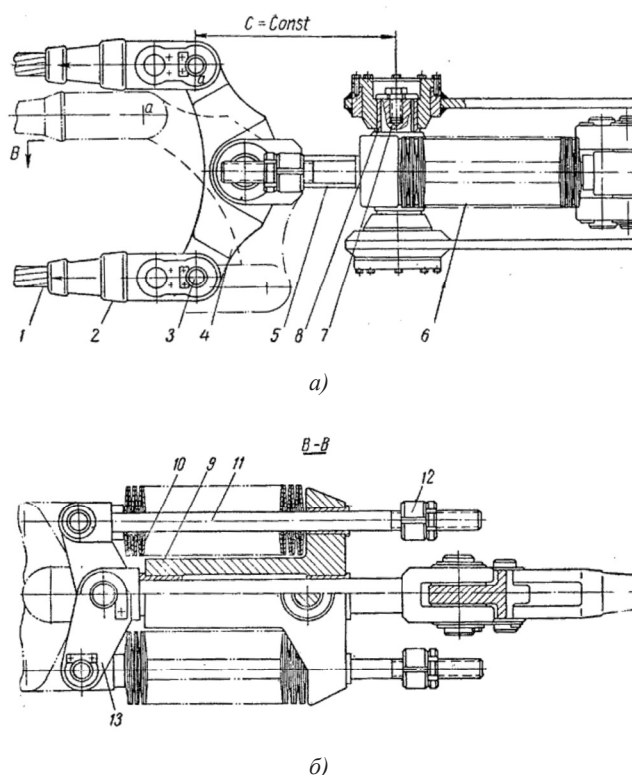


Рис. 2. Пружинний компенсатор-уловлювач

га «стріловий поліспаєт–компенсатор-уловлювач», що зв'язує стрілу з каркасом крана. Жорсткість цього ланцюга визначається за умов послідовного з'єднання елементів, а зусилля у ньому визначається не тільки жорсткістю поліспаєтового підвісу. Крім того, коли спрацьовує компенсатор-уловлювач, пружини стискання подовжуються і деформація ланцюга «поліспаєтовий підвіс–компенсатор-уловлювач» зменшується. Отже, зусилля у поліспаєтовому підвісі стріли в момент обриву троса зменшується, поперше, за рахунок зменшення жорсткості пружного зв'язку стріли з каркасом, по-друге, за рахунок зменшення деформації цього зв'язку.

Крім того, дослідження, які проводились для такого завдання у разі використання здвоєного поліспаєта у вантажному підвісі [4], показують, що навіть за відсутності дільниці вільного руху зрівняльного елемента здвоєного поліспаєта виникають динамічні зусилля, які перевищують статичні. Ця обставина зумовила виникнення цілого напрямку зі створення конструкцій, які отримали назву «Безпечні здвоєні поліспаєти», у яких передбачається зменшення динамічних навантажень під час утримання вантажу при обриві троса за рахунок використання у зрівняльному пристрої гідравлічних або фрикційних демпферів [5–7].

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — визначення можливості утримання стріли у стріловому крані після обриву троса під час застосування пружинного компенсатора-уловлювача у зрівняльному пристрої зведеного стрілового поліспасти.

Для цього необхідно:

- скласти динамічну модель стрілового крана з тросовим підвісом стріли під час утримання стріли після обриву троса;
- виконати математичне моделювання поведінки динамічної моделі;
- вибрати метод дослідження математичної моделі та провести ці дослідження;
- визначити розрахункові динамічні зусилля та коефіцієнти динамічності у силовому ланцюзі стрілового крана при утриманні стріли;
- порівняти отримані коефіцієнти динамічності і коефіцієнти запасу міцності елементів крана;
- провести аналіз отриманого математичного результату.

**Основний матеріал.** Для розрахунку динамічних зусиль під час утримання стріли розглянутий найпростіший випадок без урахування впливу роботи механізмів підйому вантажу, зміни вильоту стріли та повороту крана. Зважаючи на те, що процес відбувається за короткий проміжок часу і здатність тросів демпфірувати зусилля не дає значного впливу на максимальні результати, дисипативні складники теж не ввійшли в модель.

Для досліджень прийнято двомасову модель суднового стрілового крана (рис. 3), де  $m_1$  — маса вантажу;  $m_2$  — приведена до поступального руху вантажу маса стріли;  $c_1$  — коефіцієнт жорсткості вантажного поліспасти;  $c_2$  — коефіцієнт жорсткості гілок тросів, що йдуть на барабан лебідки механізму підйому;  $c_3$  — жорсткість стрілового поліспасти після обриву троса;  $c_4$  — жорсткість пружинного компенсатора-уловлювача;  $G_1$  — вага вантажу;  $G_2$  — вага стріли;  $y_1$ ,  $y_2$  — переміщення мас  $m_1$  та  $m_2$  щодо недеформованого стану системи.

Зусилля у стріловому поліспасті

$$F = \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} y_2.$$

Зусилля у поліспаствому підвісі вантажу

$$S = \frac{\left( \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) \left( \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \right)}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} + \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4}} (y_1 - y_2).$$

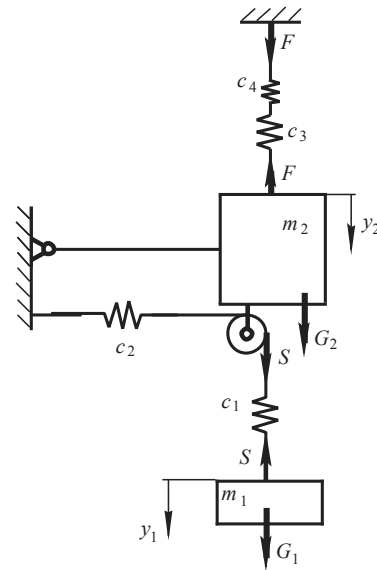


Рис. 3. Двомасова модель суднового стрілового крана

Рівняння руху мас після обриву троса

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 - \frac{\left( \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) \left( \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \right)}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} + \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4}} (y_1 - y_2) + G_1 = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + \frac{\left( \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} \right) \left( \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \right)}{\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} + \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4}} (y_1 - y_2) - \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} y_2 + G_2 = 0. \end{cases}$$

Початкові умови

$$\begin{aligned} t = 0; \quad y_1 &= \frac{G_1}{c_1 c_2} + \frac{G_1 + G_2}{c_3}; \\ \dot{y}_1 = 0; \quad y_2 &= \frac{G_1 + G_2}{c_3}; \quad \dot{y}_2 = 0. \end{aligned}$$

Результати розв'язання рівнянь методом Рунге-Кутта наведено у вигляді графіків зусиль у стріловому й вантажному поліспасти для стрілового крана вантажопідйомністю 5 т (рис. 4, а).

Аналіз розрахунків свідчить, що максимальне зусилля в стріловому поліспасті  $F = 99,6$  кН. Статичне навантаження на стріловий поліспаст  $F_{st} = G_1 + G_2 = 65,9$  кН. Відповідно коефіцієнт динамічності зусиль у стріловому поліспасті  $k_F = 1,51$ . У підвісі вантажу  $S = 92,1$  кН коефіцієнт динамічності  $k_S = 1,8$ . Для кранів, вантажопідйомність яких менша 161 т, такі коефіцієнти були б досить непогані.

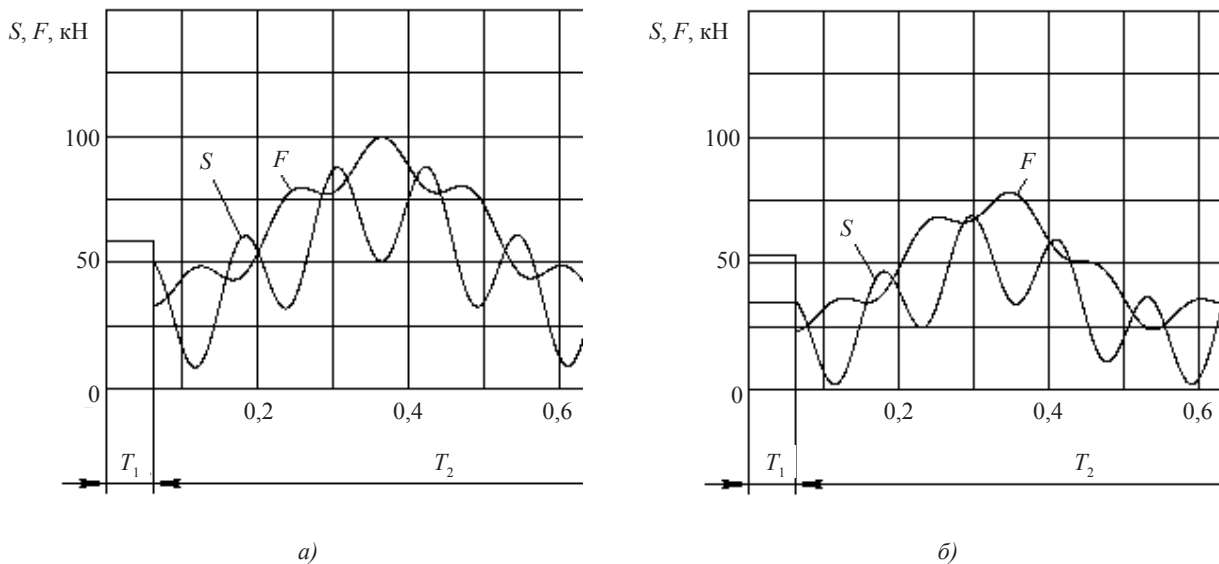


Рис. 4. Графіки зусиль у стріловому й вантажному поліспадах для стрілового крана вантажопідйомністю 5 т

Для тросів стрілових і вантажних поліспастів кранів вантажопідйомністю 161 т і більше регламентований коефіцієнт запасу міцності  $k = 3$  [8]. Трос, який залишиться цілим після обриву іншого, у зведеному поліспасті буде мати запас міцності у два рази менший. А з урахуванням зменшення площі поперечного перерізу троса до норм бракування та втрати міцності під час згинання на блоках поліспасти до 50% [9] можна стверджувати що його обрив неминучий також і для кранів вантажопідйомністю 160 т і менше під час використання досліджуваної конструкції поліспасти.

Для визначення умов, за яких є можливість утримати стрілу після обриву троса, проведено розрахунки для вантажу масою, меншою за номінальну. Така маса для даної конструкції крана — 3,6 т. Результати розв'язань наведено на рис. 4, б. Максимальне зусилля у стріловому підвісі  $F = 78,3$  кН. Так, коефіцієнт динамічності  $k_F = 1,2$ . У підвісі вантажу  $S = 68,7$  кН, відповідно  $k_S = 1,37$ . Коефіцієнти динамічності не перевищують запас міцності троса. Це свідчить про можливість утримання стріли з вантажем на другому тросі з подальшим завершенням вантажної операції.

#### ВИСНОВКИ І ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Порівняльний аналіз отриманих коефіцієнтів динамічності зусиль і коефіцієнтів запасу міцності тросів показує, що для кранів вантажопідйомністю більше 161 т втримати стрілу не є можливим. Коефіцієнт динамічності зусилля у стріловому тросі практично дорівнює його запасу міцності. З урахуванням втрати несучої здатності троса під час його зносу до норм бракування, а також втрати його міцності при згині на блоках, можна зробити висновок, що балансир із пружинним штоком не забезпечує необхідного зниження динамічних навантажень навіть для кранів вантажопідйомністю до 160 т.

Для запобігання падінню стріли після обриву троса стрілового поліспасти необхідно розробити нові технічні вирішення. Це вимагає подальших досліджень динамічних процесів у силовому ланцюзі крана після обриву троса стрілового поліспасти та визначення необхідних законів опору руху зрівняльних пристроїв.

Виведені диференційні рівняння можна використовувати для створення графічної моделі динамічного процесу навантажень на стріловий та вантажний канати, для визначення маси вантажу, який може бути утриманий під час відмови каната стрілового поліспасти.

#### Список літератури

- [1] Стукаленко, А. М., & Кылынник, А. А. (2016). Анализ динамических нагрузок судового стрелового крана при отказе топенанта сдвоенного стрелового полиспаста. *Енергетика судна: експлуатація та ремонт*: зб. тез доп. наук.-техн. конф., Т. 1., 21.03.12–23.03.12. Одеса, 32-33.
- [2] Косяченко, И. Г. (1973). Патентоспособность морских плавучих кранов. *Судостроение*, 4, 26-28.
- [3] *Сдвоенный полиспаст стрелового крана*: а.с. 170159 СССР, МПК В 66с. № 840909/27-11; заявл. 10.04.61; опубл. 09.04.65, Бюл. № 8.
- [4] Номерованный, Б. С., & Козлов, М.А. (1971). Распределение усилий в ветвях каната безопасного канатного полиспаста при обрыве одной из них. *Стальные канаты*. Сб. науч. тр. Киев: Техніка, 8, 217-219.

- [5] Стукаленко, М. И., Стукаленко, А. М., & Семенюк, В. Ф. (2001). Создание безопасных сдвоенных полиспадов с уравнительными фрикционными устройствами. *Подъемные сооружения и специальная техника*, 2, 9-11.
- [6] Козлов, М. А., Вудвуд, А. Н., & Химченко, В. Г. (2009). Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве канатов. *Подъемные сооружения. Специальная техника*, 1, 29-30.
- [7] Швачунов, А. С., & Дорохов, Н. Ю. (2013). Проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната. *Машинобудування: зб. наук. пр. Харків*, 11, 76-81.
- [8] *Регістр судноплавства України* (2011). Правила щодо вантажопідіймальних пристроїв морських суден.
- [9] Никитин, И. Ф., & Щербак, О. В. (2007). Исследование изгиба каната на блоках. *Вестн. ХНАДУ*, 38, 108-110.

---

© О. М. Стукаленко, Д. І. Василець

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. О. С. Рашковський



**Gennadii  
V. Egorov**  
Егоров  
Геннадий  
Вячеславович

УДК 629.5.01

## CONCEPT OF LNG TRAIN FERRY FOR SULPHUR AND NITROGEN EMISSION CONTROL AREAS

КОНЦЕПТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПАРОМА-ГАЗОХОДА ДЛЯ ОСОБЫХ ЗОН ПО КОНТРОЛЮ ВЫБРОСОВ ОКИСЛОВ АЗОТА И СЕРЫ

DOI 10.15589/SMI20180207

**Gennadii V. Egorov**

Г. В. Егоров, д-р техн. наук, проф., генеральный директор  
egorov@meb.com.ua

ORCID: 0000-0003-2594-5273

**Igor A. Pnitskii**

И. А. Ильницкий, первый заместитель  
генерального директора, главный конструктор  
ilnitskiy@meb.com.ua

ORCID: 0000-0002-3288-3018

**Aleksandr G. Egorov**

А. Г. Егоров, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник  
egorovag@meb.com.ua

ORCID: 0000-0002-2050-8640

**Dmitrii V. Chernikov**

Д. В. Черников, главный конструктор  
chernikov@meb.com.ua

ORCID: 0000-0002-8568-950X

*Marine Engineering Bureau, Odessa*

*Морское инженерное бюро, г. Одесса*



**Igor  
A. Pnitskii**  
Ильницкий  
Игорь  
Анатольевич



**Aleksandr  
G. Egorov**  
Егоров  
Александр  
Геннадьевич

**Abstract.** Since 1<sup>st</sup> January 2015 the maximum sulphur content of marine fuels used in SE-CAs has been reduced to 0,1%. Gas fuel allows completely to exclude SO<sub>x</sub> emissions and particulate matters, to reduce NO<sub>x</sub> emissions by 90% and CO<sub>2</sub> emissions by 30%. Therefore urgent need of LNG fuel new generation ferries, which meet the most modern requirements to safety has appeared. Results of complex of works on optimization of concept of the first train ferry of LNG with taking into account ice and ecological requirements of Baltic region are provided. There with new ferry is purely cargo without function of passengers' transportation. Considering that on Ust-Luga (St. Petersburg region)–Baltiysk (Kaliningrad region) line passenger function is subsidized and passenger requirements significantly influence on general arrangement and on ferry's design in common, and also on its speed and power, and hence considerably reduce railway car capacity and increase cost value of freight transportations, decision to make new ferry in cargo variant has made this project economically acceptable. The new concept of train and automobile ferry for Baltic is LNG fuel steel self-propelled vessel with Arc4 ice category, with raking stem, with one cargo deck providing placement of 80 railway cars in one plane without usage of cargo lifts, aft located ER, with diesel propulsion plant, aft auxiliary thruster and two bow thrusters. Optimization of hull form and following CFD modelling and tests in experimental tank allowed significantly improve ferry's hull form and reduce fuel consumption, including due to rational approach to choice of operational speed and organization of operational line, including process of loading and unloading (placement of freight truck trailers on upper deck will allow to carry out parallel loading/unloading process with railway cars located on main deck).

**Keywords:** Baltic Sea; Sulphur and nitrogen oxides emission control areas (NECA and SECA); sea train ferry; design; efficiency; gas; innovation.



**Dmitrii  
V. Chernikov**  
Черников  
Дмитрий  
Владимирович

**Анотація.** Із 1 січня 2015 року в зонах особливого контролю за викидами сірки набула чинності вимога про те, що вміст сірки в судновому паливі не має перевищувати 0,1%. Газомоторне паливо дає змогу повністю виключити викиди окислів сірки й твердих частинок, знизити на 90% викиди окислів азоту й зменшити викиди CO<sub>2</sub> на 30%. Тому виникла нагальна потреба в поромках нового покоління, що працюють на зрідженому природному газі та відповідають найсучаснішим вимогам до безпеки. Наведені результати комплексу робіт з оптимізації концепту першого залізничного парома LNG з урахуванням льодових і екологічних вимог Балтійського регіону. При цьому новий концепт, на відміну від раніше запропонованих, є суто вантажним — без функції перевезення пасажирів. Ураховуючи, що на лінії Усть-Луга–Балтійськ пасажирська функція є дотаційною, пасажирські вимоги суттєво впливають на загальне розташування судна і його конструкцію, а також його швидкість та потужність, тим

самим помітно знижують вагомісткість і збільшують собівартість вантажних перевезень, рішення зробити новий концепт суто вантажним зробило цей проект економічно доцільним. Концепт являє собою автомобільно-залізничний пором з льодовою категорією Arc4, з похилим форштевнем, носовим розташуванням житлової надбудови й кормовим машинного відділення, має двогвинтову пропульсивну установку, з одним кормовим і двома носовими підрулюючими пристроями. Оптимізація обводів корпусу й наступне числове моделювання випробувань у басейні дали змогу суттєво поліпшити форму корпусу та знизити витрати палива, у тому числі за рахунок раціонального підходу до вибору швидкості й організації лінії, включаючи процес завантаження і розвантаження (розміщення автопоїздів на верхній палубі, що дало змогу забезпечити завантаження автопоїздів з причалу на верхню палубу паралельно із завантаженням-вивантаженням залізничних вагонів на головну палубу).

**Ключові слова:** Балтійське море; особлива зона з контролю викидів окислів азоту (NECA) і сірки (SECA); морський залізничний пором; проектування; ефективність; газ; інновація.

**Анотація.** С 1 января 2015 года в зонах особого контроля за выбросами серы вступило в силу требование о том, что содержание серы в судовом топливе не должно превышать 0,1%. Газомоторное топливо позволяет полностью исключить выбросы окислов серы и твердых частиц, снизить на 90% выбросы окислов азота и уменьшить выбросы CO<sub>2</sub> на 30%. Поэтому возникла насущная необходимость в парамах нового поколения, работающих на сжиженном природном газе и соответствующих современным требованиям к безопасности. Представлены результаты комплекса работ по оптимизации концепта первого железнодорожного парома LNG с учетом ледовых и экологических требований Балтийского региона. При этом новый концепт, в отличие от ранее предлагаемых, является чисто грузовым — без функции перевозки пассажиров. Учитывая, что на линии Усть-Луга–Балтийск пассажирская функция является дотационной, пассажирские требования существенно влияют на общее расположение судна и его конструкцию, а также на его скорость и мощность, тем самым заметно снижают вагоновместимость и увеличивают себестоимость грузовых перевозок, решение сделать новый концепт чисто грузовым сделало этот проект окупаемым. Концепт представляет собой автомобильно-железнодорожный паром с ледовой категорией Arc4 с наклонным форштевнем, носовым расположением жилой надстройки и кормовым машинного отделения, двухвинтовой пропульсивной установкой, кормовым подруливающим устройством и двумя носовыми подруливающими устройствами. Оптимизация обводов корпуса и последующее численное моделирование испытаний в бассейне позволили существенно улучшить форму корпуса и снизить расход топлива, в том числе за счет рационального подхода к выбору скорости и организации линии, включая процесс загрузки и разгрузки (размещение автопоездов на верхней палубе, что позволило обеспечить загрузку автопоездов с причала на верхнюю палубу параллельно с загрузкой-выгрузкой железнодорожных вагонов на главную палубу).

**Ключевые слова:** Балтийское море; особая зона по контролю выбросов окислов азота (NECA) и серы (SECA); морской железнодорожный паром; проектирование; эффективность; газ; инновация.

## References

- [1] Egorov, G. V., Ilnitskiy, I. A., & Chernikov, D. V. (2015). Osobennosti proektirovaniya konstruktсии zheleznodorozhnogo paroma dlya linii Ust-Luga–Baltiysk–Zasnitiz–Mukran [Features of hull design of train ferry for Ust-Luga – Baltiysk – Sassnitz – Mukran line]. *Materials of sc.-tech. conf. named for prof. P.Ph. Papkovich*. Saint-Petersburg: Krylov state research center, 24-25 [in Russian].
- [2] *Pravila klassifikatsii i postroiki sudov dlya perevozki szhizhennuch gazov nalivom* (2016) [Rules of classification and building of vessels for transportation of liquefied gases in bulk]. Saint-Petersburg: Russian maritime register of shipping [in Russian].
- [3] Pronin, E. N. *Zelenii svet “Golubomy koridory”* [Green light to “Blue corridor”]. Retrieved from: [http://www.ngvrus.ru/st6\\_1.shtml](http://www.ngvrus.ru/st6_1.shtml) (access date: 31.01.2019) [in Russian].
- [4] *Rules for classification of ships. Newbuildings. Special equipment and systems additional class*. Part 6, chapter 13. Gas fuelled engine installations (2001). Det Norske Veritas.
- [5] Resolution MSC.285(86). Interim Guidelines on safety for natural gas-fuelled engine installations in ships. International Maritime Organization.
- [6] McArthur, R (2011). Gas-fuelled mechanical propulsion solutions offer major emissions reductions. *Twenty-four*7, 1, 66-68.
- [7] *North European LNG Infrastructure Project: A feasibility study for an LNG filling station infrastructure and test of recommendations*. Draft Feasibility Report. Retrieved from [http://www.lngbunkering.org/sites/default/files/2012%20DMA%20North%20European%20LNG%20Infrastructure%20Project\\_0.pdf](http://www.lngbunkering.org/sites/default/files/2012%20DMA%20North%20European%20LNG%20Infrastructure%20Project_0.pdf) (access date: 31.01.2019).
- [8] Wärtsilä Engines (2009). *Wärtsilä 20DF*. Wärtsilä Corporation Book’s Office, 2 p.

**Постановка задачи.** Большинство организаций из системы ООН, в том числе ИМО, включило в свою деятельность существенную экологическую составляющую, ориентированную на переход к устойчивому развитию человечества. Примером является поэтапное ужесточение в соответствии с Приложением VI МК МАРПОЛ требований к выхлопным газам двигателей судов по содержанию в них оксидов серы, азота и твёрдых частиц.

Балтийское море — особая зона по контролю выбросов оксидов азота (NECA) и серы (SECA). С 1 января 2015 года в зонах особого контроля за выбросами (Sulphur Emission Control Areas — SECA) вступило в силу требование о том, что содержание серы в судовом топливе не должно превышать 0,1%. Обычное жидкое топливо с таким содержанием серы становится крайне дорогим и существенно увеличивает расходы на перевозку грузов морем. Газомоторное топливо позволяет полностью исключить выброс оксидов серы и твёрдых частиц, снизить на 90% выбросы оксидов азота и уменьшить выбросы CO<sub>2</sub> на 30%.

Поэтому возникла насущная необходимость в парамах нового поколения, работающих на сжиженном природном газе (СПГ), отвечающих самым современным требованиям по безопасности: новые железнодорожные паромы для Калининградской области проекта CNF19M [1] будут эксплуатироваться как раз в зоне ECA.

**ЦЕЛЬ СТАТЬИ** — поиск таких технических решений, которые позволят создать эффективный концепт перспективного парома проекта CNF19M для особых зон по контролю выбросов оксидов азота и серы.

**Основной материал.** На Балтийском море присутствует весь спектр паромных перевозок, включая круизные перевозки на линиях, грузопассажирские, грузовые и железнодорожные, причём паромные перевозки осуществляются регулярно и практически без сбоев в расписании. Всего на Балтике работает более 50 паромных сервисов. Из них железнодорожных всего лишь шесть. Количество железнодорожных линий сокращается.

Нет действующих паромов с максимально возможными габаритными размерениями и характеристиками под линию Усть-Луга–Балтийск. Необходимы паромы, способные эффективно работать в ледовых условиях порта Усть-Луга.

Исследования по концепту грузового парома проекта CNF19M для Балтийского моря ведутся Морским Инженерным Бюро с 2014 года (этапы представлены на рис. 1).

При этом новый концепт является, в отличие от ранее предлагаемых, чисто грузовым — без функции перевозки пассажиров. Учитывая, что на линии Усть-Луга–Балтийск пассажирская функция является дотационной, пассажирские требования существенно влияют на общее расположение судна и его конструкцию, а также его скорость и мощность, тем самым заметно снижают вагоновместимость и увеличивают себестоимость грузовых перевозок, решение сделать новый концепт чисто грузовым сделало этот проект окупаемым.

**Концепт.** Новый концепт железнодорожного парома для Балтики проекта CNF19M (рис. 2 и 3) — 200-метровый автомобильно-железнодорожный паром-газоход ледовой категорией Arc4 с закрытой грузовой палубой для вагонов и открытой верхней палубой для автотрейлеров и автомобилей, носовым расположением жилой надстройки и кормовым машинного отделения, двухвинтовой пропульсивной установкой, кормовым подруливающим устройством и двумя носовыми подруливающими устройствами, размещением газовых ёмкостей в трюме в средней части на безопасном удалении от надстройки и машинного отделения, двойным дном и двойными бортами, возможностью бункеровки газом одновременно с четырёх автопоездов с помощью судового бустерного модуля, а также с судна-бункеровщика и от береговой бункер-базы СПГ.

Основные характеристики парома указаны в табл. 1. Главные размерения, автономность были получены на основании анализа путевых условий района эксплуатации парома проекта CNF19M. Новая идея концепта — размещение автопоездов на верхней палубе (крыше-надстройке) дополнительно к грузу вагонов на главной палубе. Это позволило обеспечить выгрузку автопоездов с причала на верхнюю палубу параллельно с погрузкой-выгрузкой железнодорожных вагонов на главную палубу (рис. 4).

Судно предназначено для перевозки железнодорожных составов российского стандарта с шириной колеи 1520 мм, а также других накатных грузов, включая опасные грузы (табл. 2). На верхней палубе предусмотрена перевозка грузовых автоприцепов (15 шт. по 40 т).

К обводам корпуса предъявлялись высокие требования:

1) высокие скоростные характеристики (относительно низкий коэффициент общей полноты 0,661 при осадке по ЛГВЛ 6,0 м, острые углы ватерлиний в носовой части корпуса);

2) форма корпуса соответствует требованиям, предъявляемым к судам с высоким ледовым классом



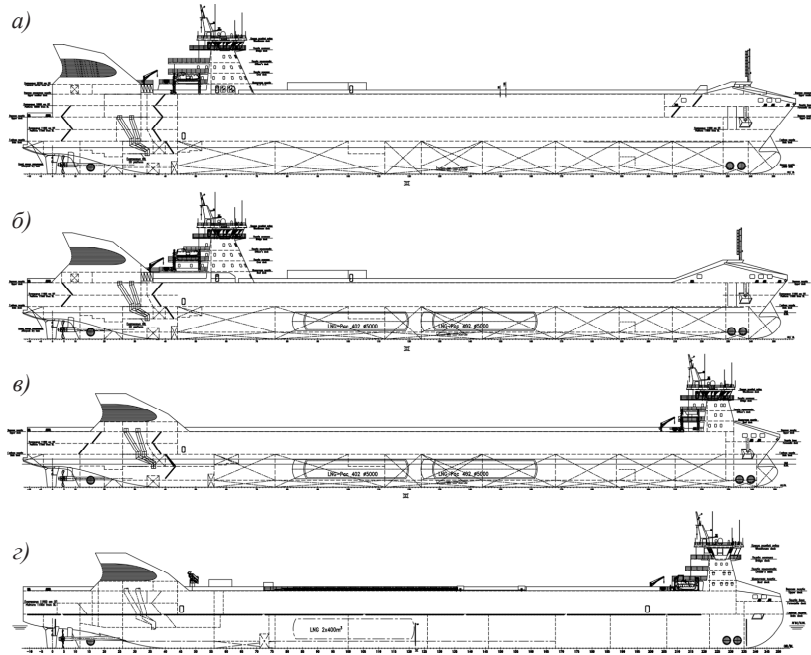


Рис. 1. Этапы создания железнодорожного паром проекта CNF19M:

а — CNF19 — «трёхпалубная» версия, 2014 год; б — CNF19M — «однопалубная» версия без размещения автомобилей на открытой палубе, 2016 год; в — CNF19M — «однопалубная» версия с размещением автомобилей на открытой палубе, 2017 год; г — CNF19M — «однопалубная» версия с размещением автомобилей на открытой палубе, 2018 год



Рис. 2. Общий вид паром проекта CNF19M

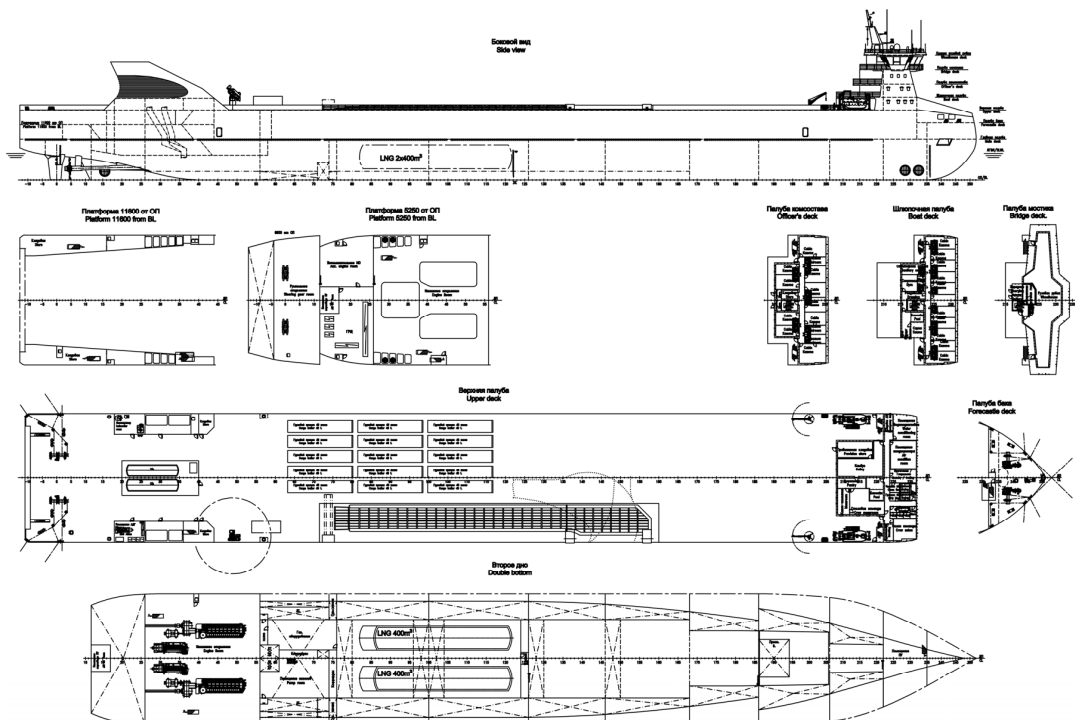
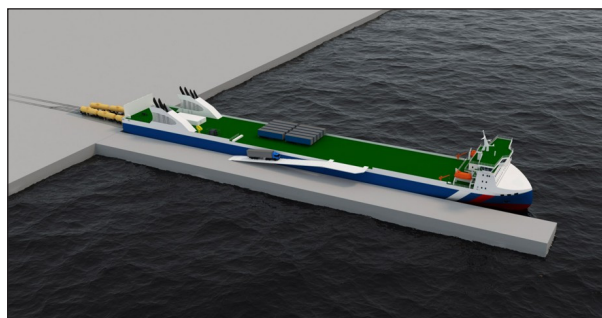


Рис. 3. Общее расположение железнодорожного паром-газохода проекта CNF19M

**Таблица 1.** Основные характеристики парома проекта CNF19M

Параметр	Величина
Длина максимальная, м	199,90
Длина по КВЛ, м	196,62
Ширина габаритная (с учётом привальных брусьев), м	27,40
Ширина, м	27,00
Высота борта до ГП, м	8,60
Высота борта до ВП, м	14,70
$L \times B \times H$	$199,90 \times 27,40 \times 14,70 = 80516$
Осадка по ЛГВЛ, м	6,0
Дедвейт при осадке по ЛГВЛ (около), т	11062
Дальность плавания, морских миль	3000
Автономность, сут.: по запасам топлива и масла (при эксплуатационной скорости 15 уз), провизии, воды по сточным водам (в районах, где запрещён сброс)	10 3
Протяжённость рельсовых путей, м	970
Класс Российского Морского Регистра Судоходства	KM Arc4 AUT1-ICS OMBO ECO GFS Ro-ro ship
Винто-рулевой комплекс	2×ВРШ + 2 полуподвесных полубалансирных руля
Носовое/кормовое подруливающее устройство, кВт	2×1000/1×1000
Вспомогательная энергетическая установка (ДГ/валогенератор) + АДГ, кВт	(2×1140/2×2400) + 1×400
Экипаж/мест, чел.	24/36
Спасательные моторные шлюпки	2×36 чел. Одна из шлюпок укомплектована как дежурная
Сбрасываемые плоты	4×20 чел. + 1×6 чел.


**Рис. 4.** Параллельная загрузка ж/д вагонов и прицепов грузовых авто

**Таблица 2.** Грузовместимость судна по железнодорожным составам габарита 1-Т на главной палубе

Тип вагона	Длина между автосцепками, мм	Количество, ед.
Ж/д цистерна (4-осная)	12020	80
Полувагон	17670	54
Полувагон	13920	70
Грузовой вагон	24620	36
Хопер	14720	64
Автомобилевоз 11-1291	26720	34
Автомобилевоз 11-287	24260	36
Грузовой автомобиль с полуприцепом, имеющим длину 12,0–13,5 м (без перевозки ж/д составов)	Автопоезд 16,5 м	58

Arc4 (регламентируются углы наклона ЛГВЛ, шпангоута на уровне ЛГВЛ, ЛГВЛ на носовом перпендикуляре, форштевня на уровне ЛГВЛ — рис. 5);

3) грузовая главная палуба размещает максимальное количество вагонов (широкие обводы в носовой части — рис. 6).

Оптимизация обводов корпуса с помощью CFD-моделирования и последующие испытания в бассейне позволили существенно улучшить форму корпуса и снизить расход топлива, в том числе за счёт рационального подхода к выбору скорости и организации линии (рис. 7–9).

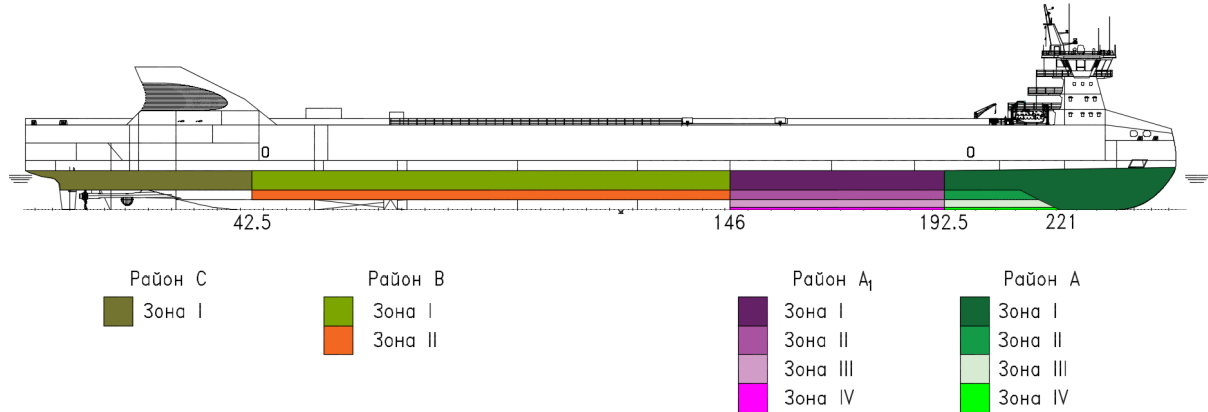


Рис. 5. Подкрепления в условиях ледового класса Arc4

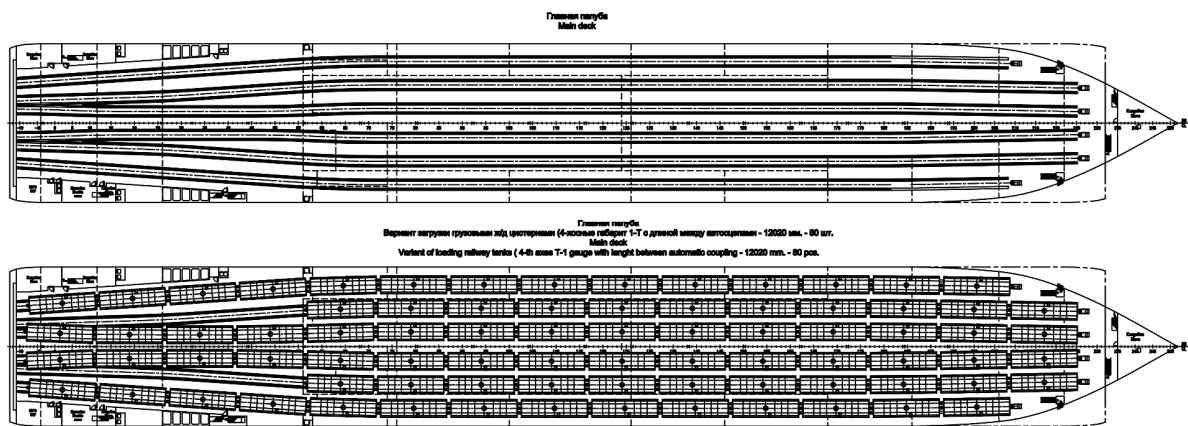
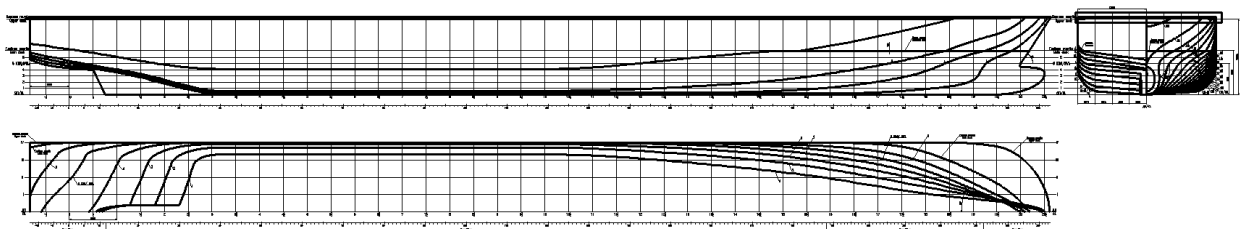


Рис. 6. Размещение вагонов на главной палубе парома проекта CNF19M

Вариант 1



Вариант 2

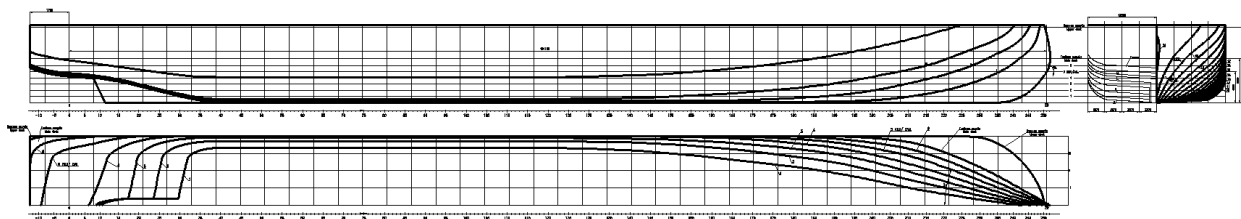


Рис. 7. Оптимизация обводов парома проекта CNF19M

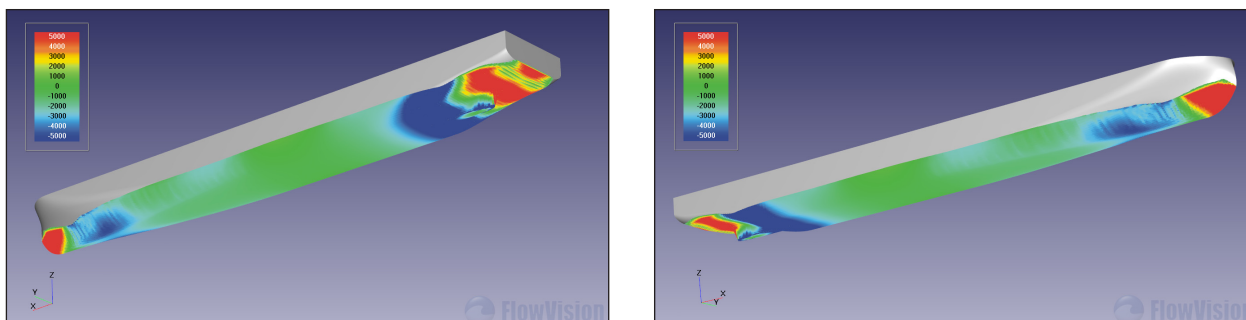


Рис. 8. CFD-моделирование в программе FlowVision. Распределение давления

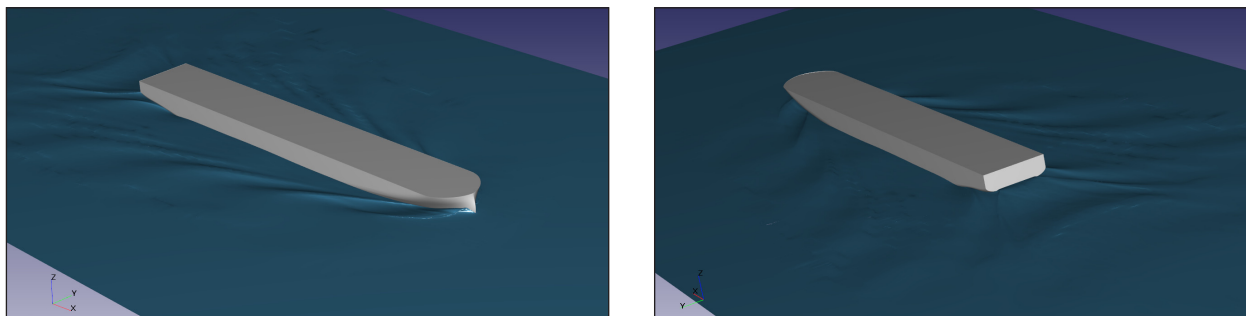


Рис. 9. CFD-моделирование в программе FlowVision. Свободная поверхность

Согласно результатам предварительного расчёта ходкости, скорость хода 18 уз на тихой и глубокой воде достигается при мощности главных двигателей  $2 \times 8100$  кВт, при их нагрузке по мощности 85% и отборе валогенератором 1200 кВт.

Общая прочность корпуса удовлетворяет требованиям Регистра в соответствии с классом. Наибольший перегиб отмечен в случае нагрузки «Судно с 80 ж/д грузовыми вагонами массой 94 т на главной палубе и 15 грузовыми прицепами массой 40 т на верхней палубе, 10% запасов с обледенением» — 70,7% от допускаемого. Требования к моменту сопротивления нового корпуса по палубе выполняются с 8,1% запасом, по днищу — с 10,4% запасом. Толщины бортовой обшивки и обшивки продольных переборок удовлетворяют требованиям с заметным запасом. Расчёты выполнялись с помощью МКЭ в программе ЭльБрус, разработанной МИБ (рис. 10).

**Выбор вида топлива.** Существует несколько способов решения проблемы соответствия требованиям конвенции МАРПОЛ по содержанию вредных газов, в том числе использование малосернистого дизельного топлива; использование тяжёлого топлива (ТТ) при условии оборудования судов скрубберами — системами очистки выхлопных газов от окислов серы; использование в качестве топлива природного газа (ПГ).

Применение малосернистого дизельного топлива (ДТ) является неоправданным из-за его высокой цены по сравнению с ТТ и ПГ. Использование скрубберов является нецелесообразным, поскольку

размещение скрубберов, предлагаемых к поставке различными фирмами (габариты агрегата около  $5400 \times 2700 \times 1700$  мм), повлияет на вагоновместимость, и, соответственно, на экономику парама. Кроме того, независимо от применяемого жидкого топлива для удовлетворения норм по выбросам  $\text{NO}_x$  Tier III требуется установка дополнительных систем очистки выхлопных газов от окислов азота.

Поэтому применение СПГ в качестве основного судового топлива для паромов проекта CNF19M для решения проблемы соответствия требованиям по выбросам в атмосферу даёт следующие преимущества:

- 1) позволяет полностью исключить выбросы серы, существенно сократить выбросы окислов азота (на 85%) и углерода (на 25%), а также твёрдых частиц [7];
- 2) уровень выбросов окислов азота ( $\text{NO}_x$ ) в случае применения природного газа будет соответствовать требованиям МАРПОЛ Tier III без применения дополнительных систем очистки газов [1].

При проектировании и эксплуатации судов с СПГ на борту особое внимание уделено обеспечению безопасности. В настоящий момент ещё не разработаны отечественные правила для судов, на которых используется СПГ в качестве топлива и которые не являются газовозами. Поэтому при проработке комплекса мероприятий, обеспечивающих повышение безопасности, были приняты во внимание требования DNV [4], учтены рекомендации ИМО [5] и требования Правил классификации и постройки газовозов РС [2] в том объёме, в каком они применимы к этому проекту.

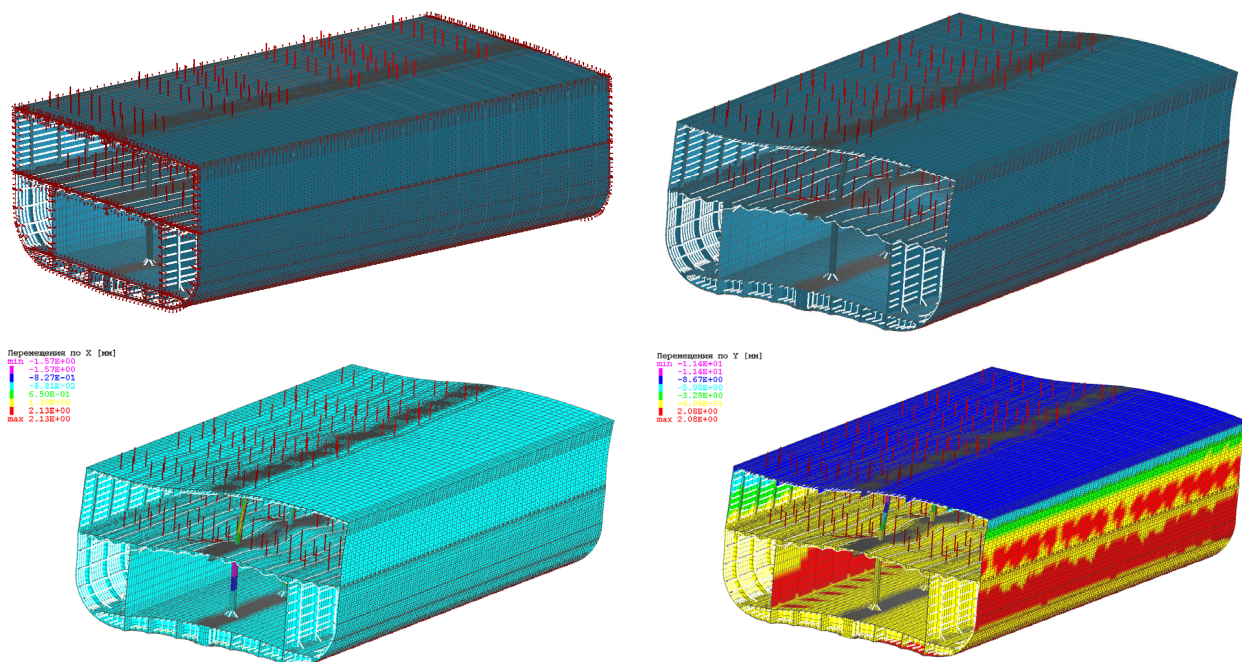


Рис. 10. Расчёты прочности с помощью МКЭ в программе ЭльБрус МИБа

Для обеспечения безопасного использования СПГ приняты следующие основные конструктивные меры:

- система подачи газа, расположенная в пределах машинного отделения, заключена в газонепроницаемую оболочку, т. е. представляет собой систему трубопроводов с двойными стенками;
- для каждого двигателя в районе машинного отделения предусматривается отдельная линия подачи газа с возможностью дистанционного автоматического отключения в случае обнаружения утечек;
- возможность мгновенного автоматического перехода с газового топлива на жидкое в случае отключения подачи газа;
- датчики контроля утечек природного газа в местах наиболее вероятных утечек (машинное отделение, межтрубное пространство двойных трубопроводов подачи газа и т. п.);
- выдача сигнала в судовую АПС об утечке газа (20% взрывоопасной концентрации);
- автоматическое отключение подачи природного газа к оборудованию (60% взрывоопасной концентрации) с выдачей сигнала АПС;
- искусственная вентиляция межтрубного пространства трубопроводов с двойными стенками и внутренних пространств блоков газовых клапанов;
- вентиляция газовыпускных трактов ГД при остановленных двигателях;
- подача инертного газа, например азота, для продувания трубопроводов подачи газа к двигателям;
- предварительная вентиляция топков котлов перед их розжигом.

Главная трудность при использовании СПГ на судах — сравнительно большое пространство, требуемое для криогенных ёмкостей. В сравнении с нефтяным топливом равное по энергетическому содержанию количество СПГ требует примерно в 1,9 раза большего объёма. С учётом теплоизоляции ёмкости требуемый объём возрастает примерно в 2,3 раза. В случае установки ёмкостей для хранения СПГ внутри корпуса судна требуемый объём может увеличиться в 4 раза.

Рассмотрены два возможных варианта применяемых криогенных ёмкостей: криогенные ёмкости LNG-Рас, поставляемые фирмами WARTSILA (рис. 11) и MAN [8].

Криогенная ёмкость LNG-Рас представляет собой комплексную конструкцию, состоящую из криогенной ёмкости с изоляцией и внешней защитной оболочкой; блока испарителя и подогревателя газа с арматурой и трубопроводами; необходимыми датчиками и КИП; присоединений к внешним трубопроводам и интерфейсов обмена информацией с судовой ИСУ ТС. Способ налива и слива СПГ — верхний, слив за счёт создания давления в криогенной ёмкости сторонним наддувом.

Размещение LNG ёмкостей и станции приёма LNG представлено на рис. 12 и 13.

Общий объём ёмкостей для СПГ составляет 800 м куб. (2×400 м куб.). С учётом мёртвого запаса 10% доступно для расхода около 720 м куб. Кроме того, предусматриваются цистерны запаса ДТ суммарным объёмом около 450 м куб. (рис. 14).

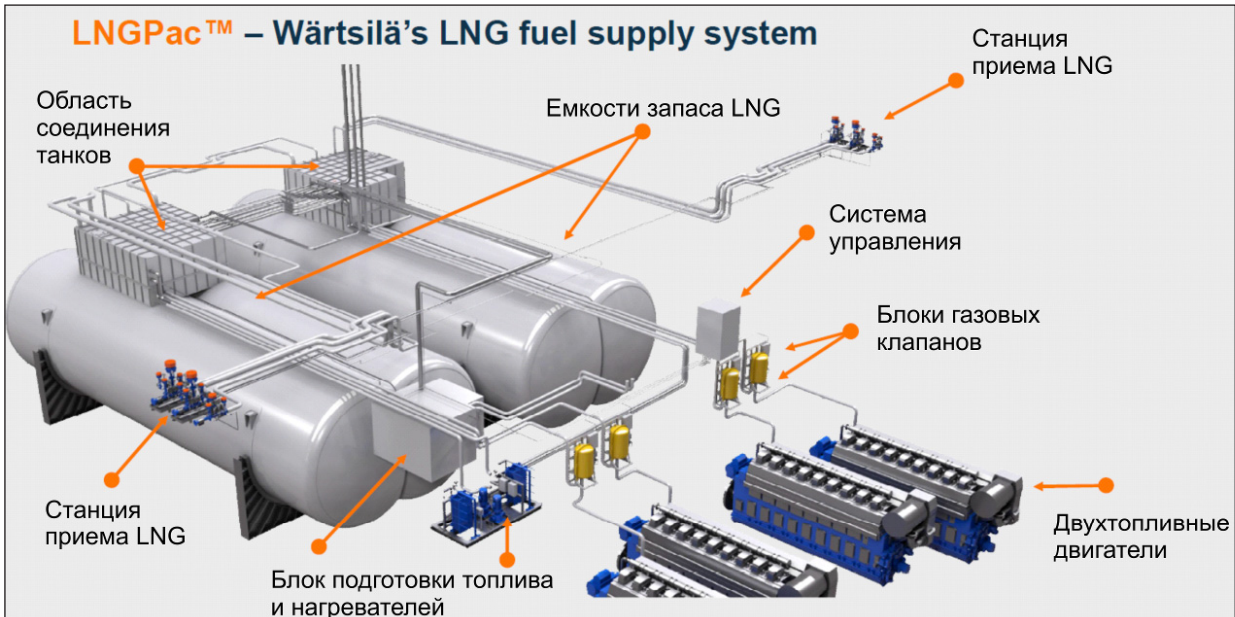


Рис. 11. Основные элементы топливной системы LNG Wartsila

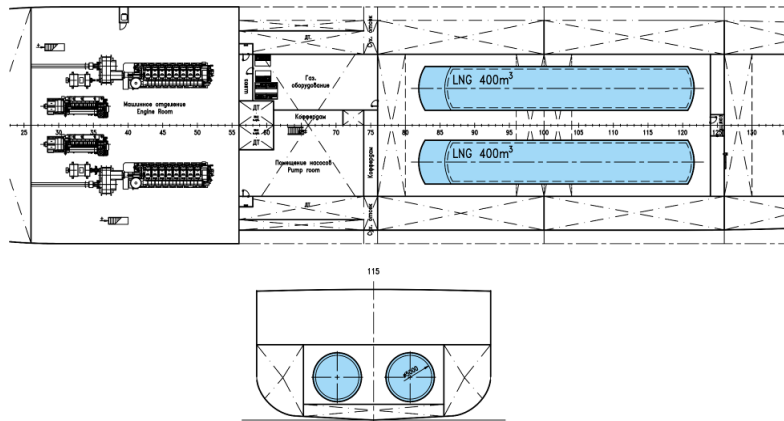


Рис. 12. Размещение LNG ёмкостей

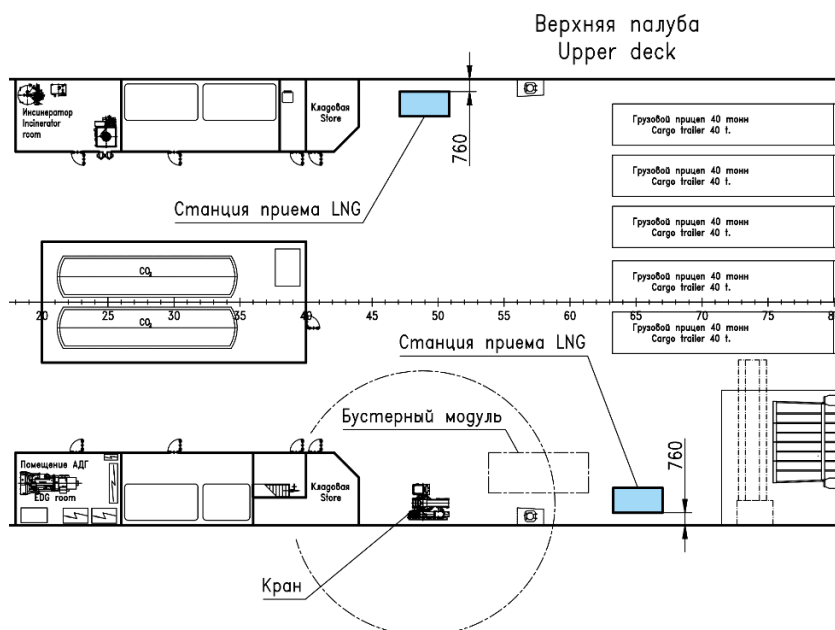


Рис. 13. Размещение станции приёма LNG

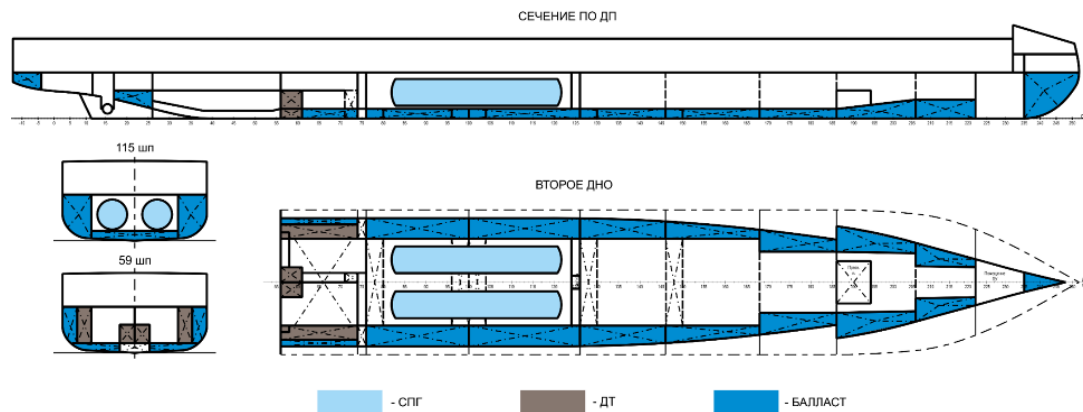


Рис. 14. Автономность на СПГ по кругорейсам при эксплуатационной скорости 18 уз

**Бункеровка СПГ.** Частичная бункеровка предполагается при каждом заходе в порт. При скорости 18 уз время кругорейса занимает 58 часов, время простоя у причала по 3 часа в каждом порту. Общее время кругорейса — 64 часа.

Расход топлива при скорости 18 уз составляет: 2030 кг/ч, грузовые операции в порту 300 кг/ч (для ГД MAN); 2135 кг/ч, грузовые операции в порту 300 кг/ч (для ГД Wartsila). Автономность на СПГ составляет 2 полных кругорейса — 128 часов (около 5 суток). При скорости 15 уз время кругорейса занимает 70 часов, время простоя у причала по 3 часа в каждом порту. Общее время кругорейса — 76 часов.

Расход топлива при скорости 15 уз составляет: 1128 кг/ч, грузовые операции в порту 300 кг/ч (для ГД MAN); 1172 кг/ч, грузовые операции в порту 300 кг/ч (для ГД Wartsila). Автономность на СПГ составляет 3 полных кругорейса — 223 часа (около 10,0 суток).

Варианты заправки следующие: с автоцистерн-газовозов, судна-бункеровщика, портовой бункер-станции, с помощью газовых танк-контейнеров.

Примеры всех решений по заправке газомоторным топливом в мировой практике уже есть. Автоцистерны, которые предлагаются сейчас на рынке (например, Криогаз, по примеру бункеровки парама в порту Таллинна), не будут оборудованы насосами для выдачи СПГ. Поэтому для подачи СПГ на судно нужен бустерный модуль. Этот модуль включает в себя манифольд для подключения четырёх автоцистерн и насос, который будет перекачивать СПГ на судно. От модуля будет идти один шланг для подключения к судовой бункерной станции. Бустерный модуль предполагается хранить на борту судна, а для бункеровки выставлять на причал. Если бункероваться всё время в одном месте, то бустерный модуль можно хранить на причале (если будет достигнута договорённость с портом).

**ВЫВОДЫ.** Технической особенностью разработанного проекта парама нового поколения является соответствие самым современным требованиям по безопасности, включая требования по экологической безопасности — он работает на СПГ. Паром проекта CNF19M спроектирован и строится с максимально возможными габаритными размерениями и характеристиками под линию Усть-Луга–Балтийск. Это современное, безопасное и экономичное судно, которое позволит совершать 135 круговых рейсов в год, перевозить 8910 вагонов в год или 534600 тонн груза. Продолжительность рейса при условии бункеровки во время грузовых операций — 2,7 суток.

Применение СПГ в качестве основного судового топлива на железнодорожных парамах обладает принципиальными преимуществами по сравнению с использованием малосернистого ДТ или ТТ со скруббер-системами очистки выхлопных газов от окислов серы, так как позволяет полностью исключить выбросы серы, существенно сократить выбросы окислов азота и углерода, а также твёрдых частиц и уровень выбросов окислов азота ( $\text{NO}_x$ ) соответствует требованиям МАРПОЛ Tier III, которые вступили в силу с 1 января 2016 года, без применения дополнительных систем очистки газов.

Использование отечественного технического опыта и возможностей криогенной техники позволит за короткий срок обеспечить широкое применение СПГ на судах. Создание береговой инфраструктуры заправки судов природным газом не потребует продолжительного времени и больших капитальных затрат. По оценкам специалистов, при наличии средств на проектирование, строительство и ввод в эксплуатацию опытного комплекса может потребоваться не более полутора лет. Экономические и экологические результаты позволят окупить затраты за 5–7 лет [3; 6].

**Список литературы**

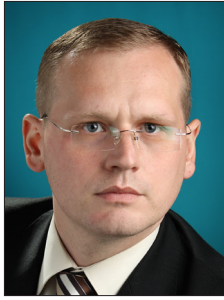
- [1] Егоров, Г. В., Ильницкий, И. А., & Черников, Д. В. (2015). Особенности проектирования конструкции железнодорожного паромы для линии Усть-Луга–Балтийск–Засниц–Мукран. *Труды НТК по СМК памяти проф. П. Ф. Панковича*. Санкт-Петербург: Крыловский государственный научный центр, 24-25.
- [2] *Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом* (2016). Санкт-Петербург: Российский морской регистр судоходства.
- [3] Пронин, Е. Н. *Зелёный свет «Голубому коридору»*. Сайт Национальной газомоторной ассоциации. Получено с [http://www.ngvrus.ru/st6\\_1.shtml](http://www.ngvrus.ru/st6_1.shtml) (дата обращения: 31.01.2019).
- [4] Det Norske Veritas (2001). Rules for classification of ships. Newbuildings. Special equipment and systems additional class. Part 6, Chapter 13. *Gas fuelled engine installations*, January.
- [5] International Maritime Organization. Resolution MSC.285(86). Interim Guidelines on safety for natural gas-fuelled engine installations in ships.
- [6] McArthur, R. (2011). Gas-fuelled mechanical propulsion solutions offer major emissions reductions. *Twentyfour7*, 1, 66-68.
- [7] North European LNG Infrastructure Project: A feasibility study for an LNG filling station infrastructure and test of recommendations. Draft Feasibility Report. Retrieved from [http://www.lngbunkering.org/sites/default/files/2012%20DMA%20North%20European%20LNG%20Infrastructure%20Project\\_0.pdf](http://www.lngbunkering.org/sites/default/files/2012%20DMA%20North%20European%20LNG%20Infrastructure%20Project_0.pdf) (дата обращения: 31.01.2019).
- [8] Wartsila Engines (2009). *Wartsila 20DF*. Wärtsilä Corporation Book's Office.

---

© Г. В. Егоров, И. А. Ильницкий, О. Г. Егоров, Д. В. Черников

Статью рекомендует до друку  
д-р техн. наук, проф. В. О. Некрасов





**Yaroslav V. Ivanchuk**  
Іванчук  
Ярослав  
Володимирович



**Rostyslav D. Iskovych-Lototsky**  
Іскович-Лотоцький  
Ростислав  
Дмитрович



**Ivan V. Kots**  
Коц  
Іван  
Васильович



**Ivan V. Sevostyanov**  
Севостьянов  
Іван  
В'ячеславович

УДК 62-932.4

## **MATHEMATICAL MODELING OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF SHIP LOADING WITH A VIBRATING CONVEYOR**

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ  
ЗАВАНТАЖЕННЯ СУДНА ВІБРАЦІЙНИМ КОНВЕЄРОМ**

DOI 10.15589/SMI20180208

**Yaroslav V. Ivanchuk**

Я. В. Іванчук, канд. техн. наук, доц.  
ivanchuck@ukr.net

ORCID: 0000-0002-4775-6505

**Rostyslav D. Iskovych-Lototsky**

Р. Д. Іскович-Лотоцький, д-р техн. наук, проф.  
islord@gmail.com

ORCID: 0000-0003-3920-3019

**Ivan V. Kots**

І. В. Коц, канд. техн. наук, проф.  
ivan.kots.2014@gmail.com

ORCID: 0000-0003-0870-6385

**Ivan V. Sevostyanov**

І. В. Севостьянов, д-р техн. наук, проф.  
ivansev70@gmail.com

ORCID: 0000-0001-8965-9810

*Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia*

*Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця*

**Abstract.** The high efficiency of the technological process of loading and unloading operations on sea and river transport through the use of vibration loads is determined. A high degree of intensification of the vibration transportation process is achieved by using the developed original designs of vibration conveyors with a hydraulic pulse drive based on a single-stage pulsator valve. Single-stage pulsator valves are represented by original designs with shut-off elements of ball and slide valve types. The mathematical model of the technological processes of the vibratory movement of bulk loads by the vibrating conveyor with a hydroimpulse drive has been improved. It is based on the basis of the laws of hydrodynamics using mechanoreological phenomenology and generalized laws of mechanics. When developing a mathematical model, the technological process was divided into working phases of a hydro-pulse drive and combined with three stages of moving bulk cargo: the joint movement of the cargo in the absence of slippage, the presence of slippage of the cargo and the free movement of the cargo. Based on the developed mathematical model using the finite volume method, the pressure distribution and velocity of the working fluid in the hydro-pulse drive of the vibrating conveyor were obtained using numerical simulation and the fitting method. Also obtained were diagrams of changes in the horizontal and vertical components of the movement of the layers of the transporting material relative to the surface of the load-carrying body. The developed original model of vibratory movement of bulk materials made it possible to obtain the dependences of the change in the displacement of the centers of mass of the layers of transporting bulk materials. The obtained working dependences of the main operating characteristics of the vibrating conveyor based on a hydro-pulse drive made it possible to obtain the basic working dependences for further improving the efficiency of the technological process of vibratory displacement of bulk materials. The results of numerical modeling of technological processes of loading and unloading operations on ships by a vibrating conveyor, showed the advantages of the chosen approach to design, and also allowed to prove the effectiveness of the developed design.

**Keywords:** cargo ship; vibrating conveyor; mathematical model; vibration movement; hydro-pulse drive; valve.

**Анотація.** Визначено високу ефективність технологічного процесу вантажно-розвантажувальних робіт на морському та річковому транспорті за допомогою використання вібраційних навантажень. Високий ступінь інтенсифікації процесу вібраційного транспортування досягається застосуванням розроблених оригінальних конструкцій вібраційних конвеєрів з гідроімпульсним приводом на базі однокаскадного клапана-пульсатора. Однокаскадні клапани-пульсатори — оригінальні конструкції із запірними елементами кулькового і золотникового типів. Удосконалено математичну

модель технологічних процесів вібраційного переміщення сипких вантажів вібраційним конвеєром з гідроімпульсним приводом на базі законів гідродинаміки з використанням механореологічної феноменології та узагальнених законів механіки. Під час розробки математичної моделі технологічний процес було розділено на робочі фази гідроімпульсного приводу і поєднано з трьома етапами переміщення сипкого вантажу: спільний рух вантажу за відсутності проковзування, наявність проковзування вантажу і вільний рух вантажу. На основі розробленої математичної моделі методом скінченних об'ємів за допомогою числового моделювання і методу припасовування отримано розподіл тиску й швидкості робочої рідини в гідроімпульсному приводі вібраційного конвеєра. Також було отримано діаграми зміни горизонтального і вертикального складників переміщення шарів транспортувального матеріалу до поверхні вантажонесучого органа. Розроблена оригінальна модель вібраційного переміщення сипких матеріалів дозволила отримати залежності зміни переміщення центрів мас шарів транспортуючих сипких вантажів. Отримані робочі залежності основних робочих характеристик вібраційного конвеєра на базі гідроімпульсного приводу дозволили отримати основні робочі залежності для подальшого підвищення ефективності технологічного процесу вібраційного переміщення сипких матеріалів. Отримані результати числового моделювання технологічних процесів вантажно-розвантажувальних робіт на судах вібраційним конвеєром показали переваги обраного підходу до проектування, а також дозволили довести ефективність розробленої конструкції.

**Ключові слова:** вантажне судно; вібраційний конвеєр; математична модель; вібраційне переміщення; гідроімпульсний привід; клапан.

**Анотація.** Определена высокая эффективность технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ на морском и речном транспорте посредством использования вибрационных нагрузок. Высокая степень интенсификации процесса вибрационной транспортировки достигается применением разработанных оригинальных конструкций вибрационных конвейеров с гидроимпульсным приводом на базе однокаскадного клапана-пульсатора. Однокаскадные клапаны-пульсаторы представлены оригинальными конструкциями с запорными элементами шарикового и золотникового типов. Усовершенствована математическая модель технологических процессов вибрационного перемещения сыпучих грузов вибрационным конвейером с гидроимпульсным приводом на базе законов гидродинамики с использованием механореологической феноменологии и обобщенных законов механики. При разработке математической модели технологический процесс был разделен на рабочие фазы гидроимпульсного привода и объединён с тремя этапами перемещения сыпучего груза: совместное движение груза при отсутствии проскальзывания, наличие проскальзывания груза и свободное движение груза. На основе разработанной математической модели методом конечных объемов с помощью численного моделирования и метода подгонки получено распределение давления и скорости рабочей жидкости в гидроприводе вибрационного конвейера. Также было получено диаграммы изменения горизонтальной и вертикальной составляющих перемещения слоев транспортируемого материала к поверхности вантажонесущего органа. Разработанная оригинальная модель вибрационного перемещения сыпучих материалов позволила получить зависимости изменения перемещения центров масс слоев транспортирующих сыпучих грузов. Полученные рабочие зависимости основных рабочих характеристик вибрационного конвейера на базе гидроимпульсного привода позволили получить основные рабочие зависимости для дальнейшего повышения эффективности технологического процесса вибрационного перемещения сыпучих материалов. Полученные результаты численного моделирования технологических процессов погрузочно-разгрузочных работ на судах вибрационным конвейером показали преимущества выбранного подхода к проектированию, а также позволили доказать эффективность разработанной конструкции.

**Ключевые слова:** грузовое судно; вибрационный конвейер; математическая модель; вибрационное перемещение; гидропривод; клапан.

## References

- [1] Iskovych-Lototsky, R. D., Zelinska, O. V., & Ivanchuk, Y. V. (2018). *Tekhnolohiia modelivannia otsinky parametriv formoutvorennia zahotovok z poroshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni z hidroimpul'snym pryvodom* [The technology of modeling the evaluation of the parameters of forming blanks of powder materials on the vibropress equipment with a hydro-pulse drive]. monograph. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].
- [2] Hou, Y. J., Du, M. J., Fang, P., & Zhang, L. P. (2017). Synchronization and stability of an elastically coupled tri-rotor vibration system. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 55 (1), 227-240. doi: 10.15632/jtam-pl.55.1.227.
- [3] Guang, L., & Min, W. (2005). Modeling and controlling of a flexible hydraulic manipulator. *Journal of Central South University of Technology: Science & Technology of Mining and Metallurgy*, 12 (5), 578-583.
- [4] Cheng, C., Chen, Z., Shi, H., Liu, Z., & Xiong, Y. (2016). System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. *Shock and Vibration*, 1-9. – doi: 10.1155/2016/2413578.

- [5] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2016). Optyimizatsiia konstruktyvnykh parametriv inertsiinoho vibropres-molota [Optimization of the design parameters of the inertia vibropress hammer]. *Bulletin of engineering and transport*, 2, 43-50 [in Ukrainian].
- [6] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2017). Modeliuvannia robochykh protsesiv hidroimpulsnoho pryvoda z odnokaskadnym klapanom pulsatorom [Modeling the working processes of a hydro-pulse drive with a single-stage pulsator valve]. *Vibrations in engineering and technology*. Vinnytsia, 3 (86), 10-19 [in Ukrainian].
- [7] Iskovych-Lototsky, R. D., Ivanchuk, Y. V., & Veselovsky, Y. P. (2017). Fundamentals of the resonant-structural theory of vehicle vibration impact unloading [Osnovy rezonansno-strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv]. *Science and transport progress*. Bulletin of the Dnipropetrovsk National University of Railway Transport academician V. Lazaryan, 5 (53), 109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458 [in Ukrainian].

**Постановка задачі.** Вантажно-розвантажувальні роботи на морських і річкових транспортних засобах належать до категорії найбільш трудомістких та важких. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на вантажних судах дає можливість прискорити розвантаження, знизити витрати й скоротити наднормативні простої морських і річкових транспортних засобів. До найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій належать вібраційні, які реалізуються за допомогою пристроїв із різними типами приводів, зокрема механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим.

Успіхи у розвитку вібраційної техніки і технології значно зумовлені ґрунтовною розробкою питань теорії, яка базується на математичному моделюванні робочих процесів вібраційних машин. Математичне моделювання дозволяє глибоко і повно досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на основні характеристики роботи вібраційного пристрою і визначити конкретні шляхи покращення, істотно знизивши при цьому обсяги експериментальних досліджень.

Тому розробка теорії вібраційних процесів на базі математичного моделювання, що містить феноменологічну реологію і методи розрахунку вібраційних машин під навантаженням з урахуванням характеристик приводу [4], є актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У праці [2] для теоретичного дослідження руху вібраційного конвеєра (далі — ВК) було розроблено математичну модель переміщення вантажу вгору у вертикальній і горизонтальних площинах. У цій математичній моделі сумарна швидкість переміщення вантажу складається зі швидкості поступального руху і приросту вібраційної швидкості. Остання подана також сумою складників швидкості вібрації в горизонтальній і вертикальній площинах. Ця математична модель не розглядає визначення динамічних сил навантаження на поверхню вантажонесучого

органа вібраційного живильника, а також складники сил взаємодії шарів переміщуваного вантажу між собою.

У праці [3] розглянуто математичне моделювання ВК на базі гідроімпульсного приводу (далі — ГПП) [5]. Використаний у цій математичній моделі спрощений опис дисипативних властивостей системи призводить дуже часто до отримання надлишкових, нереалізованих вібраційною і віброударною системою рухів. Певна лінеаризація отриманих співвідношень законів руху виконавчої ланки обмежує сферу використання в математичних моделях в основному невисокої розмірності, в яких не врахований вплив усіх перехідних процесів у гідравлічній ланці ГПП вібраційного конвеєра. Цей підхід до моделювання не дозволяє досліджувати всі гідродинамічні процеси, що проходять у системі ГПП, та вплив на робочі характеристики й експлуатаційні параметри ВК у цілому.

Вирішення цих питань не є можливим без застосування реологічних моделей, рівняння нерозривності й Нав'є–Стокса, яке вимагає використання методу кінцевих об'ємів для дослідження складного руху робочої рідини за різних режимів течії [6]. Проведення таких досліджень ґрунтується на сучасних методах математичного моделювання з проведенням розрахунків за допомогою комп'ютерних систем із застосуванням сучасних інформаційних технологій. Це дозволяє запобігти невиправдано великій кількості складних та дорогих експериментальних досліджень, значно скоротити час та вартість проектних робіт, провести якісні та кількісні оцінки фізичних явищ із достатньою для інженерної практики точністю [7].

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — підвищення ефективності теоретичного дослідження технології вібраційного транспортування за допомогою розробки перспективних математичних моделей фізичних процесів переміщення насипних вантажів за допомогою вібраційного конвеєра на базі ГПП.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання:

- розробити ефективну конструкцію вібраційного конвеєра із ГПП на базі однокаскадного клапана-пульсатора для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного транспортування насипних вантажів;
- розробити математичну модель технології вібраційного транспортування вібраційним конвеєром на базі ГПП з однокаскадним клапаном-пульсатором;
- на основі розробленої математичної моделі отримати робочі залежності для визначення основних характеристик досліджуваного технологічного процесу вантажно-розвантажувальних робіт на судах.

**Основний матеріал.** У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування було розроблено вібраційний конвеєр (рис. 1) на базі ГПП [1]. Він складається з вантажонесучого органа *1* (лотка), до якого через пружні елементи ресорного типу *2* приєднана інерційна маса *3*.

Вібраційні коливання створюються ГПП, який складається з гідроциліндра *4* і генератора імпульсів тиску (ГІТ) *5*, у вигляді однокаскадного клапана-пульсатора, який може бути представлений із запірним елементом кулькового (рис. 2, *а*) і золотникового типів (див. рис. 2, *б*). У порожнині гідроциліндра *4* ГІТ створює імпульси тиску амплітудою  $\Delta p = p_1 - p_2$ . Налаштування тиску спрацювання  $p_2$  ГІТ залежить від налаштування пружини *б*, а з'єднання напірної

гідролінії зі зливною відбувається за допомогою (скидання робочого тиску до тиску  $p_1$ ) від запірного елемента *б* у вигляді кулькового клапана. Вібраційне переміщення насипного вантажу реалізується за допомогою асиметричного вібраційного навантаження на вантажонесучий орган *1* (лоток) від дії ГПП [4].

Для розробки математичної моделі технологічного процесу неперервного транспортування сипких вантажів вібраційним конвеєром використаємо методи механореологічної феноменології [7], яка дозволяє створювати феноменологічні моделі для дослідження різних типів вібраційного транспортування штучних і масових вантажів.

На рис. 3 наведено трикомпонентну (просторову шестимасову) інерційну модель.

Ця модель дозволяє моделювати пружно-в'язкопластичні властивості великокускових насипних вантажів по осях  $x$ ,  $y$  і  $z$  під дією вібраційних навантажень від ГПП.

Розглянемо вібротранспортування феноменологічної моделі транспортувального вантажу за несучим органом вібраційної машини, що здійснює коливання, яке направлене під кутом  $\beta$  до горизонту несучого органа. Уведемо рухомі системи координат —  $xOyz$ , жорстко зв'язану із несучим органом *1*;  $x''O''y''z''$ , жорстко зв'язану з інерційною масою *2* і виконавчим гідроциліндром;  $y^{IV}O^{IV}$ , жорстко зв'язану із запірним елементом *3* (кульковий, або золотниковий (див. рис. 3, *в*) клапан). А також уведемо абсолютну

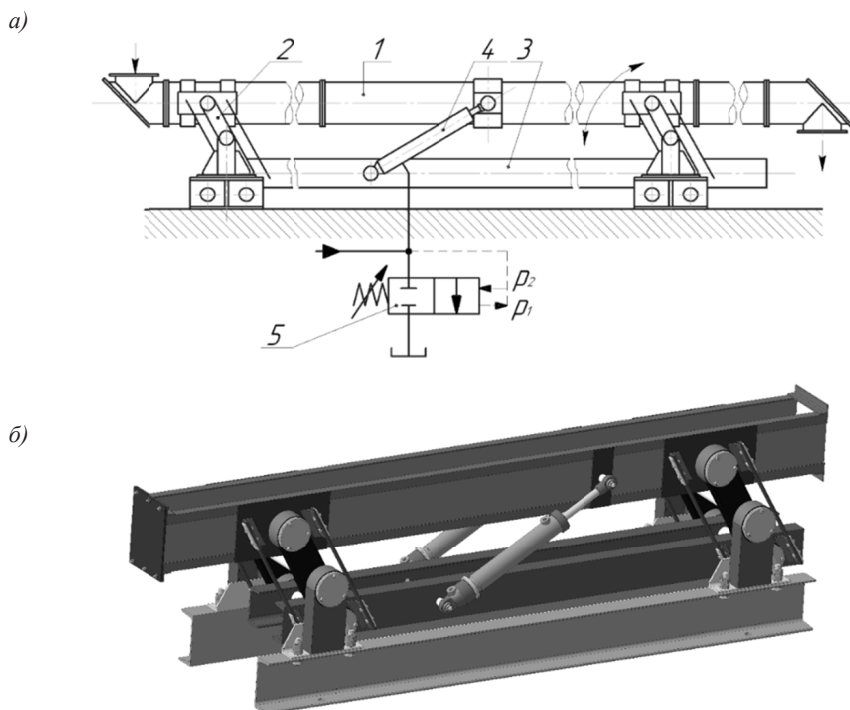


Рис. 1. Вібраційний конвеєр на базі ГПП:  
*а* — типова схема; *б* — тривимірна модель

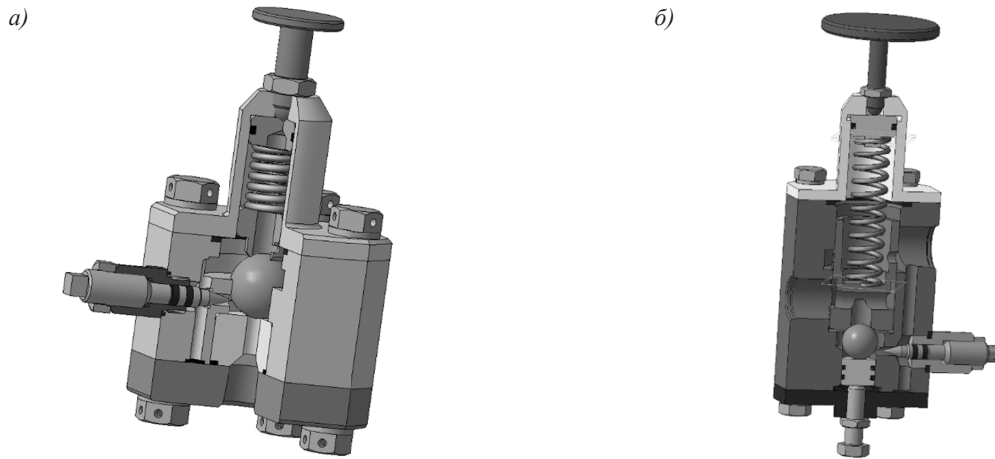


Рис. 2. Тривимірні моделі ГТТ:

а — із кульковим запірним елементом; б — із золотниковим запірним елементом

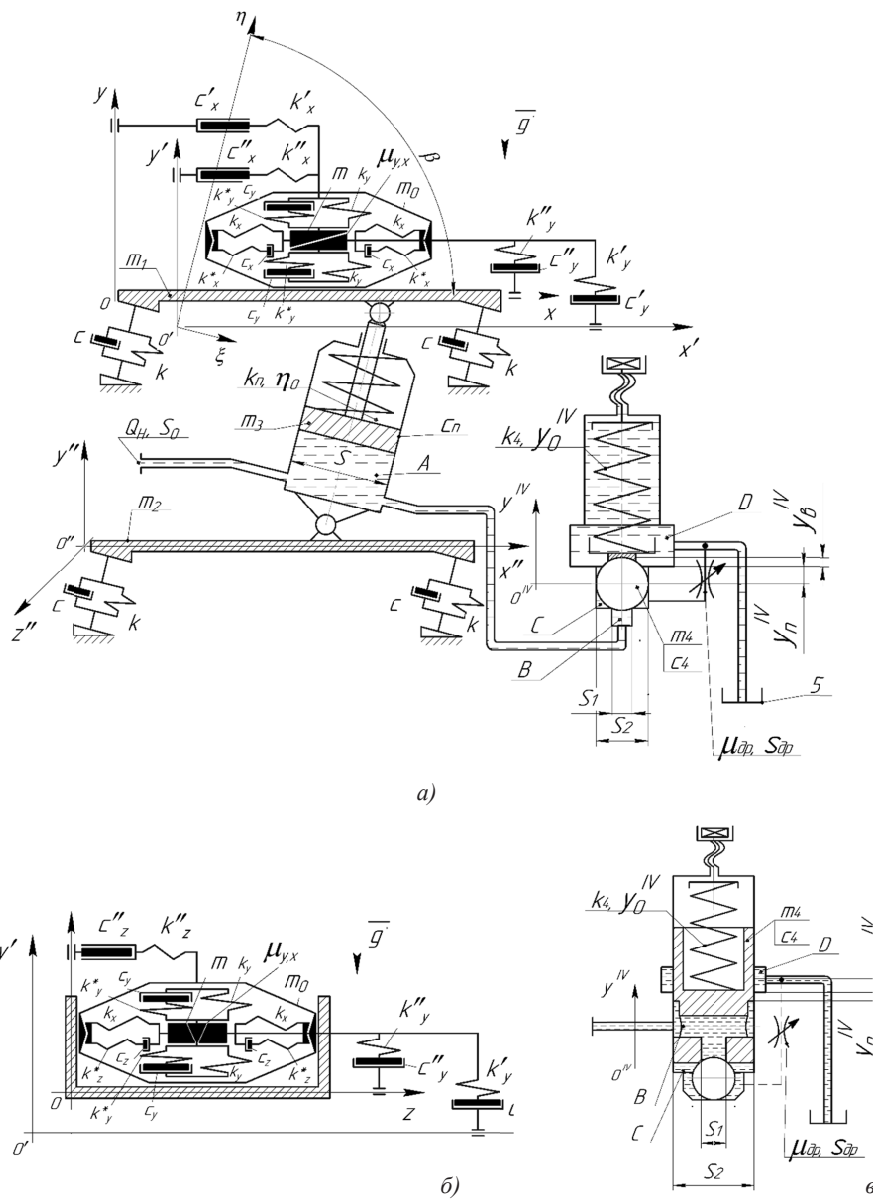


Рис. 3. Динамічна модель вібраційного конвеєра з ГТТ на базі пружнов'язкопластичної феноменологічної моделі великокускових сипких вантажів:

а — розрахункова модель у перерізі  $ux$ ; б — розрахункова модель у перерізі  $uz$ ; в — розрахункова модель клапана-пульсатора золотникового типу в перерізі  $ux$

(нерухому) систему координат  $\eta O\zeta$ , вісь  $\zeta$  якої збігається з напрямком коливань несучого органа.

Несучий орган здійснює коливання в площині  $\eta O\zeta$  ( $xOy$ ) за законом  $\eta = f(\omega t)$ , тоді проекції його переміщення на додаткові осі абсолютної (нерухомої) системи координат  $x'O'y'$ :

$$x' = \eta \cos \beta + x'_2; \quad y' = \eta \sin \beta + y'_2; \quad z' = 0. \quad (1)$$

У загальному випадку вібротранспортування можливі рух моделі в контакт з несучим органом і вільний рух. У напрямку осі  $Ox$  модель вантажу розглядається як двомасова коливальна система з масами  $m$  і  $m_0$  (див. рис. 3,а), що зв'язані між собою двома пружними елементами жорсткістю  $k_x$ ,  $k_x^*$  і двома демферами з коефіцієнтом в'язкості  $c_x$ . Крім цього, в напрямку осі  $O_x$  у режимі спільного руху діють сили сухого тертя, а в режимі вільного руху — сили опору, пропорційні абсолютній швидкості переміщення (пружні демпфери з коефіцієнтами в'язкого тертя  $c'_x$ ,  $c''_x$  і жорсткості  $k'_x$ ,  $k''_x$ ).

У напрямку осі  $O_y$  модель вантажу є одномасовою коливальною системою (див. рис. 3,б), так як маса  $m_0$  у режимі спільного руху нерухома і відносно вантажонесучого органа пружнов'язкі властивості моделюються двома демферами з коефіцієнтами в'язкого тертя  $(1/2)c_y$  і двома пружними елементами  $(1/2)k_y$ ; незворотні деформації — клиновим елементом і парю сухого тертя. У режимі вільного руху маси  $m$ ,  $m_0$  по осі  $O_y$  переміщуються спільно, долаючи в'язкісні сили опору, пропорційні відносній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами  $c''_y$ ,  $k''_y$ ) і абсолютній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами  $c'_y$ ,  $k'_y$ ). У напрямку осі  $z$  діє боковий розпір  $N_z$ . Беремо  $k_x^* = k_y^* = 0$ ,  $N_z = 0$ .

На шар вантажу в процесі вібротранспортування діють сили: на ділянці спільного руху — сила тяжіння  $mg$ , відновлювальні сили пружних зв'язків  $k_y y$  і  $k_x(x-x_0)$ , сили в'язких опорів, пропорційні відносним швидкостям переміщення  $c_y \dot{y}$  і  $c_x(\dot{x}-\dot{x}_0)$ , а також сили сухого тертя між частинками вантажу  $\mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0)$ , вантажем і транспортувальною поверхнею  $\mu_x N_y^{(1,2)}$ , де  $x_H$  — початкова пружна деформація шару, а  $tg\alpha_0$  — коефіцієнт, що враховує ущільнення шару при стиску.

Процес вібраційного транспортування вантажу описується системою диференціальних, складених для кожного етапу руху, і трансцендентних рівнянь [6] для визначення моменту переходу від одного етапу руху або деформації до іншого.

Під час руху моделями вантажу по осі  $Oy$  є такі (на етапі спільного руху маса  $m_0$  нерухома) пружнов'язкі деформації:

$$m\ddot{y} = -m\dot{y}' - mg - c_y \dot{y} - k_y y, \quad (2)$$

пластичні деформації:

$$m\dot{y} = -m\dot{y}' - mg - \mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0). \quad (3)$$

Сили, що діють на вантаж при пружнов'язких і пластичних деформаціях:

$$\begin{cases} N_y^{(1)} = -c_y \dot{y} - k_y y; \\ N_y^{(2)} = -\mu_y k_x x_H. \end{cases} \quad (4)$$

Сила  $N_y^{(1)}$  деформує транспортувальний шар вантажу (модель), прагнучи викликати незворотні деформації (зрушити клин). Поперечні деформації моделі будуть залишатися пружними до того моменту, поки деформувальна сила  $N_y^{(1)}$  не перевищить опір зсуву клина  $N_y^{(2)}$ .

Модель контактує з несучим органом доти, поки нормальна реакція не перетвориться в нуль:

$$-N_y^{(1,2)} = \begin{pmatrix} c_y \dot{y} + k_y y \\ \mu_y k_x(x_H + ytg\alpha_0) \end{pmatrix}. \quad (5)$$

На етапі вільного руху маси  $m$  і  $m_0$  спільно переміщуються:

$$(m + m_0)\ddot{y} = -(m + m_0)\dot{y}' - (m + m_0)g - c(\dot{y} + \dot{y}'). \quad (6)$$

Під час переміщення моделі по осі  $Ox$  складаються диференціальні рівняння для мас  $m$  і  $m_0$ .

Рух маси  $m$  у режимі спільного і вільного рухів описується одним рівнянням:

$$m\ddot{x} = -m\dot{x}' - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0). \quad (7)$$

Сила  $-c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0)$  діє в площині транспортування, вона деформує шар переміщувального вантажу і діє на масу  $m_0$ .

Для маси  $m_0$  на етапі спільного руху характерні такі режими:

– відносна рівновага

$$\ddot{x}_0 = 0; \quad (8)$$

– ковзання вперед або назад

$$m_0 \ddot{x}_0 = -m_0 \dot{x}' - N_y^{(1,2)} \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0). \quad (9)$$

Модель вантажу залишається на несучому органі у відносному спокої, якщо сила, що зрушує масу  $m_0$ , не перевищує за абсолютною величиною граничного значення сили статичного тертя  $\mu_{cm} N_y^{(1,2)}$  ( $\mu_{cm}$  — коефіцієнт тертя спокою вантажу на несучому органі). Вектор сили сухого тертя змінює свій напрямок залежно від характеру руху вантажу:

$$\text{sign}(\dot{x}_0) = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{x}_0 > 0, \\ -1 & \text{при } \dot{x}_0 < 0. \end{cases} \quad (10)$$

Крім цього, сила сухого тертя змінюється залежно від величини нормальної реакції  $N_y^{(1,2)}$ , тому рівняння можна записати так:

$$m_0 \ddot{x}_0 = -m_0 \ddot{x}' - \left( \begin{matrix} c_y \dot{y} + k_y y \\ \mu_y k_x (x_H + ytg \alpha_0) \end{matrix} \right) \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0). \quad (11)$$

На етапі вільного руху рівняння для маси  $m_0$  запишемо

$$m_0 \ddot{x}_0 = -m_0 \ddot{x}' + m_0 g - c'_x (\dot{x}_0 - \dot{x}') + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0). \quad (12)$$

Якщо в зведених диференціальних рівняннях розділити всі члени на коефіцієнт при старшій похідній, а також ввести коефіцієнт  $\lambda$ , який зв'яже маси  $m$  і  $m_0$  співвідношенням  $m = \lambda m_0$ .

На етапі спільного руху за відсутності проковзування в парах тертя

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y \dot{y} - p_y^2 y; \\ \ddot{x} = -\ddot{x}' - 2n_x (\dot{x} - \dot{x}_0) - p_x^2 (x - x_0); \\ \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \quad (13)$$

За наявності проковзування

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - \mu_y p_x^2 x_H + ytg \alpha_0; \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' + 2n_x \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2 \lambda (x - x_0) - \\ - \left( \begin{matrix} p_y^2 y + 2n_y \dot{y} \\ \mu_y p_k^2 (x_H + ytg \alpha_0) \end{matrix} \right) \lambda \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0). \end{cases} \quad (14)$$

На етапі вільного руху

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y'' \dot{y} - 2n_y' (\dot{y} + \dot{y}'); \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' - 2n_x' \lambda (\dot{x}_0 - \dot{x}') + \\ + 2n_x'' \lambda (\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2 \lambda (x - x_0). \end{cases} \quad (15)$$

де  $p_x, p_y$  — власні частоти коливань моделі вантажу в напрямку осей  $Ox$  і  $Oy$ ,  $p_x = \sqrt{k_x / m}$ ,  $p_y = \sqrt{k_y / m}$ ;  $n_x, n_y$  — коефіцієнти затухання, зумовлені внутрішніми опорами переміщенню моделі шару вантажу в напрямку осей  $Ox$  і  $Oy$  на етапі спільного руху,  $2n_y = c_y / m$ ,  $2n_x = c_x / m$ ;  $n_y'', n_y', n_x''$  — коефіцієнти за-

тухання, зумовлені зовнішніми опорами руху моделі шару на ділянці вільного переміщення в напрямку осей  $Oy$  і  $Ox$ ,  $2n_y'' = c_y'' / (m + m_0)$ ,  $2n_y' = c_y' / (m + m_0)$ ,  $2n_x'' = c_x'' / m$ ,  $2n_x' = c_x' / m$ .

Для визначення моментів переходу від одного режиму руху до іншого використовуються трансцендентні рівняння, які визначають вибір необхідного рівняння і початкових умов для його рішення, оскільки розв'язок і аналітично, і на ЕОМ виконується методом припасовування [1]. Вираз:  $y = g / p_y^2$ , визначає статичну деформацію і є початковою умовою у розв'язанні рівнянь.

Момент переходу від пружної в'язкої деформації моделі до пластичної  $t_{пн}$  і назад  $t_{пв}$  визначається в результаті розв'язку трансцендентного рівняння, отриманого прирівнюванням  $N_y^{(1)}$  і  $N_y^{(2)}$  із рівнянь (4) і (5):

$$\begin{cases} k_y y + c_y \dot{y} \geq \mu_y k_x (x_H + ytg \alpha_0); \\ k_y y + c_y \dot{y} < \mu_y k_x (x_H + ytg \alpha_0). \end{cases} \quad (16)$$

Перехід від ковзання моделі до зупинки  $t \pm 0$  відбувається у момент  $\dot{x} = 0$  і за умови, що сили статичного тертя в цей момент є більшими або дорівнюють силі, яка прагне перевести вантаж у режим проковзування:

$$\mu_{cm} |N^{(1,2)}| \geq |-m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0)|. \quad (17)$$

Зворотний перехід від зупинки до ковзання відбувається за тієї умови, що сили статичного тертя не перевищують модуля сили, яка прагне перевести модель у режим проковзування:

$$\mu_{cm} |N^{(1,2)}| < |-m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0)|. \quad (18)$$

Момент переходу від спільного руху до вільного (момент відриву вантажу  $t_0$ ) визначається в результаті розв'язку такого трансцендентного рівняння:  $N_y^{(1,2)} = 0$ .

У момент  $t_{пн}$  відбувається падіння моделі вантажу на вантажонесучий орган і починається фаза співударяння. Цей момент визначається трансцендентним рівнянням  $y(t) = 0$ .

Для визначення закону  $\eta = f(\omega t)$  коливання несучого органа масою  $m_1$  із приєднаним до нього поршнем виконавчого гідроциліндра масою  $m_3$ , що здійснюють коливання в площині  $\eta O\xi (xOy)$ , запишемо їх закон руху за осями  $x, y$ .

На етапі спільного руху несучого органа і вантажу за відсутності проковзування в парах тертя

$$\begin{cases} (m_1 + m_3)\ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3)g + c_y \dot{y}' + k_y y' - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}'_2) \sin \beta - k_n (y'_3 - y'_2 - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3)\ddot{x}'_3 = c_x (\dot{x}' - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - 2kx'_3 \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}'_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x'_2 - \eta_0) \cos \beta; \\ \dot{x}'_0 = 0. \end{cases} \quad (19)$$

За наявності проковзування

$$\begin{cases} (m_1 + m_3)\ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3)g + \mu_y k_x (x_H + ytg\alpha_0) - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}'_2) \sin \beta - k_n (y'_3 - y'_2 - \eta_0) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3)\ddot{x}'_3 = \begin{pmatrix} k_y y' + c_y \dot{y}' \\ \mu_y k_x (x_H + ytg\alpha_0) \end{pmatrix} \lambda \mu_x \text{sign}(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - 2kx'_3 \cos \beta + \\ + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}'_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x'_2 - \eta_0) \cos \beta. \end{cases} \quad (20)$$

На етапі вільного руху

$$\begin{cases} (m_1 + m_3)\ddot{y}'_3 = -(m_1 + m_3)g + c''_y \dot{y}' + c''_y (\dot{y}' + \dot{y}'_3) - k_n (y'_3 - y'_2 - \eta_0) \sin \beta - \\ - 2c\dot{y}'_3 \sin \beta - 2ky'_3 \sin \beta + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta - c_n (\dot{y}'_3 - \dot{y}'_2) \sin \beta; \\ (m_1 + m_3)\ddot{x}'_3 = c'_x \lambda (\dot{x}_0 - \dot{x}'_3) - c''_x \lambda (\dot{x}' - \dot{x}_0) - k_x \lambda (x - x_0) - 2c\dot{x}'_3 \cos \beta - \\ - 2kx'_3 \cos \beta + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta - c_n (\dot{x}'_3 - \dot{x}'_2) \cos \beta - k_n (x'_3 - x'_2 - \eta_0) \cos \beta. \end{cases} \quad (21)$$

де  $\eta_0$  — попередній натяг пружини виконавчого гідроциліндра;  $k_n$  — жорсткість пружини виконавчого гідроциліндра;  $c_n$  — сили в'язкого тертя у виконавчому гідроциліндрі;  $c$  — сили в'язкого тертя у рухомих з'єднаннях пружних зв'язків торсіонного типу (див. рис. 1);  $p_s(t)$  — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра на нижню поверхню поршня площею  $S$ ;  $k = \frac{3EJ}{l^3 + 0,75h^2l}$  — зведений коефіцієнт жорсткості [7] пружних зв'язків ресорного типу (див. рис. 1);  $h$ ,  $l$  — товщина і ширина площі поперечного перерізу сталюї пластини, з якої складаються пружні зв'язки ресорного типу [7];  $J$  — момент інерції сталюї пластини [1];  $E$  — модуль пружності за умов розтягу матеріалу сталюї пластини.

Система рівнянь (21)–(23) необхідно доповнити умовами розв'язку, а саме:

$$\begin{cases} 0 \leq x'_3 - x'_2 \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \quad 0 \leq \left| \frac{x_0}{x} \right|; \quad 0 & y_0 \\ 0 \leq \left| \frac{y'_3 - y'_2}{y} \right| \leq \tilde{\eta} \sin \beta, & (22) \end{cases}$$

де  $\tilde{\eta}$  — максимальний робочий хід поршня виконавчого гідроциліндра масою  $m_3$ .

Закон руху інерційної маси  $m_2$ , що здійснює коливання в площині  $x'O'y'$ :

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y}'_2 = -m_2 g - 2c\dot{y}'_2 \sin \beta - \\ - 2ky'_2 \sin \beta + \iint_S p_s(t) dS \sin \beta; \\ m_2 \ddot{x}'_2 = -2c\dot{x}'_2 \cos \beta - \\ - 2kx'_2 \cos \beta + \iint_S p_s(t) dS \cos \beta, \end{cases} \quad (23)$$

де  $p_s(t)$  — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра;  $\iint_S p_s(t) dS$  — сили, що діють на внутрішню поверхню стінки гідроциліндра площею  $S$ .

Закон руху кулькового (золотникового (див. рис. 3, в)) клапана масою  $m_4$ , що здійснює коливання по осі  $O_4 y_4$ :

$$m_4 \ddot{y}_4'' = -m_4 g - c_4 \dot{y}_4'' - k_4 (y_4'' + y_4''_0) + \iint_S p_s(t) dS, \quad (24)$$

де  $p_s(t)$  — функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині однокаскадного клапана-пульсатора;  $\iint_S p_s(t) dS$  — сила, що діє на зовнішню по-



верхню стінку кулькового (золотникового) клапана площею  $S'$  і масою  $m_4$ .

Для визначення початкових умов рівняння руху (24) необхідно розглянути рух кулькового (золотникового) клапана масою  $m_4$  по характерним фазам [4], а саме:

1) фаза набору тиску, за якої ( $t_0 \leq t \leq t_n$ ) кульковий (золотниковий) клапан масою  $m_4$  перебуває в стані спокою і перекриває напірну порожнину  $B$  від порожнин підхвату  $C$  і зливу  $D$  (див. рис. 3, а, в), що

$$\begin{cases} \iint_{S_1} p_{S'}(t) dS < k_4 y_0^{IV}; & y_4^{IV}(t) = 0; & 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \\ 0 \leq \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix}; & 0 \leq \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (25)$$

2) фаза спрацювання (відкриття) однокаскадного клапана-пульсатора. На ній ( $t_n \leq t \leq t_{cn}$ ) зусилля від напірного тиску  $\iint_{S_1} p_2(t) dS$  ( $p_2$  — тиск відкриття клапана-пульсатора), що діє на площу  $S_1$  кулькового (золотникового) клапана масою  $m_4$  зрівнюється із силою налагодження регулювальної пружини  $k_4 y_0^{IV}$ , тобто:

$$\iint_{S_1} p_2(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}, \quad (26)$$

що спричиняє відкриття кулькового (золотникового) клапана масою  $m_4$ . Під час відкриття кулькового (золотникового) клапана масою  $m_4$  відбувається сполучення напірної порожнини  $B$  з порожниною підхвату  $C$  і зливу  $D$ . Таке сполучення порожнин спричиняє

спричиняє набору тиску в напірній порожнині  $B$ , тому основний напірний тиск  $p_s(t)$  діє на площу  $S_1$ . На цій фазі відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою  $m_3$  разом із несучою платформою  $m_4$  і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою  $m$  і  $m_0$ . Причому на цьому етапі відбувається спільний рух несучого органа масою  $m_3$  і великокускового насипного вантажу масою  $m$  і  $m_0$ . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

різкому збільшенню тиску в порожнині підхвату  $C$  і відповідному збільшенню зусилля  $p_2 S_2$  від напірного тиску  $p_2$ , який уже буде діяти на площу  $S_2$ . Стрімкоподібне збільшення зусилля спричиняє різке збільшення швидкості підйому кулькового (золотникового) клапана масою  $m_4$  на відстань  $y_n^{IV} + y_s^{IV}$ .

На цій фазі також відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою  $m_3$  разом із несучою платформою  $m_4$  і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою  $m$  і  $m_0$ . Цей етап також характеризується спільним рухом несучого органа масою  $m_3$  і великокускового насипного вантажу масою  $m$  і  $m_0$ . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

$$\begin{cases} \iint_{S_2} p_{S'}(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}; & 0 \leq y_4^{IV}(t) \leq y_n^{IV} + y_s^{IV}; \\ 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; & 0 \leq \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix}; & 0 \leq \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (27)$$

3) фаза закриття (опускання) однокаскадного клапана-пульсатора. На ній ( $t_{cn} \leq t \leq t_3$ ) відбувається злив робочої рідини через порожнини підхвату  $C$  і зливу  $D$  у гідробак 5, що спричиняє падінню тиску в напірній порожнині  $B$  до величини  $p_1 = p_2(S_1/S_2)$ , при цьому кульковий (золотниковий) клапан масою  $m_4$  починає опускатись на початкове місце, (місце перекриття напірної порожнини  $B$  від порожнин підхвату  $C$  і зливу  $D$ ).

На цій фазі відбувається переміщення (опускання) в початкове положення поршня виконавчого гідроциліндра масою  $m_3$  разом із несучою платформою  $m_4$  і розміщеним на ній великокусковим насипним вантажем масою  $m$  і  $m_0$ . Цей етап характеризується проковзуванням і вільним рухом великокускового насипного вантажу масою  $m$  і  $m_0$  щодо несучого органа масою  $m_3$ . Тому для цієї фази запишемо такі умови:

$$\begin{cases} \iint_{S_2} p_{S'}(t) dS \geq k_4 y_0^{IV}; & 0 \leq y_4^{IV}(t) \leq y_n^{IV} + y_s^{IV}; & 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta} \cos \beta; \\ 0 \leq \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix}; & 0 \leq \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \leq \tilde{\eta} \sin \beta. \end{cases} \quad (28)$$

Для визначення зміни тиску в порожнині ГПП необхідно вищевказану математичну модель доповнити системою рівнянь Нав'є–Стокса [7] і рівнянням нерозривності (29) для слабкостисненої рідини:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} = 0; \\ & \frac{\partial V_x}{\partial t} + \left( V_x \frac{\partial V_x}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial x''} \left( \frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left( \frac{\partial^2 V_x}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z''^2} \right); \\ & \frac{\partial V_y}{\partial t} + \left( V_x \frac{\partial V_y}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial y''} \left( \frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left( \frac{\partial^2 V_y}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z''^2} \right); \\ & \frac{\partial V_z}{\partial t} + \left( V_x \frac{\partial V_z}{\partial x''} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y''} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z''} + \frac{\nu}{3} \frac{\partial}{\partial z''} \left( \frac{\partial V_x}{\partial x''} + \frac{\partial V_y}{\partial y''} + \frac{\partial V_z}{\partial z''} \right) + \\ & + \nu \left( \frac{\partial^2 V_z}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z''^2} \right); \quad \bar{V}|_{d\Omega} = 0; \quad \Omega \in R^3; \quad \rho|_{t=0,\Omega} = \rho_0; \\ & \bar{V}|_{t=0,z''=0,y''=0,x''=0} = Q_H / S_0; \quad p|_{t=0,\Omega} = p_0 + \left( \frac{(m + m_0 + m_3)g + k_n \eta_0}{S} \right). \end{aligned} \right. \quad (29)$$

У такій системі рівнянь (29)  $\Omega \in R^3$  — тривимірна область (внутрішня порожнина ГПП), в якій рухається робоча рідина;  $\rho_0$  — початкова густина робочої рідини;  $p_0$  — початковий тиск робочої рідини;  $Q_H$  — витрата гідравлічного насоса в напірну порожнину через впускний патрубок,  $S_0$  — площа поперечного перерізу впускного патрубку ГПП.

Математична модель технологічного процесу переміщення вантажів за допомогою вібраційного конвеєра з гідроімпульсним приводом, яка представлена системами рівнянь (1)–(29), була реалізована методами числового моделювання на базі програмних комплексів FlowVision [4] і Matlab Simulink [5] на потужностях обчислювальних кластерів КС Інститута кібернетики імені В. М. Глушкова НАН України. Результатами моделювання є розподіл тиску в робочій порожнині ГПП вібраційного конвеєра (рис. 4).

Із рис. 4 видно, що на запірний елемент ГІТ кулькового типу діє додатковий тиск 6 МПа, спричинений швидкісним потоком робочої рідини (див. рис. 4, а). Порівняно з ГІТ золотникового типу це вимагає використання регулювальної пружини із жорсткістю збільшеною в 3–4 рази. У ГІТ золотникового типу (див. рис. 4, б) швидкість робочої рідини гаситься об внутрішні стінки корпусу. Це не дає утворення додаткового динамічного тиску на запірний елемент ГІТ золотникового типу.

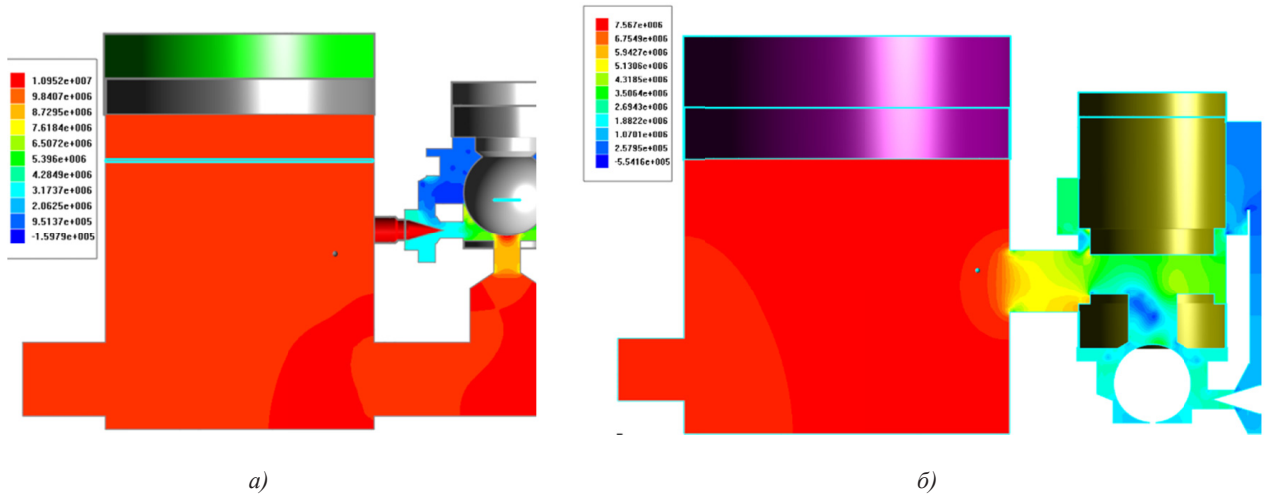
Також одним із результатів моделювання є розподіл швидкості в робочій порожнині ГПП вібраційного конвеєра (рис. 5).

За результатами числового моделювання (див. рис. 5, а), швидкість робочої рідини в нижній зоні запірного елемента ГІТ кулькового типу складає 98 м/с. Ця висока швидкість робочої рідини утворює кавітаційні явища, що негативно впливають на якість поверхні запірного елемента ГІТ кулькового типу. Порівняно з ГІТ золотникового типу це вимагає використання спеціального матеріалу та режиму технологічної обробки під час виготовлення запірного елемента ГІТ кулькового типу. У ГІТ золотникового типу (див. рис. 5, б) площа прохідного отвору запірного елемента значно більше ніж у ГІТ кулькового типу, це дозволяє використовувати гідравлічні насоси більшої подачі. Мала площа прохідного отвору запірного елемента ГІТ кулькового типу вимагає більшого відкриття дроселя ніж у ГІТ золотникового.

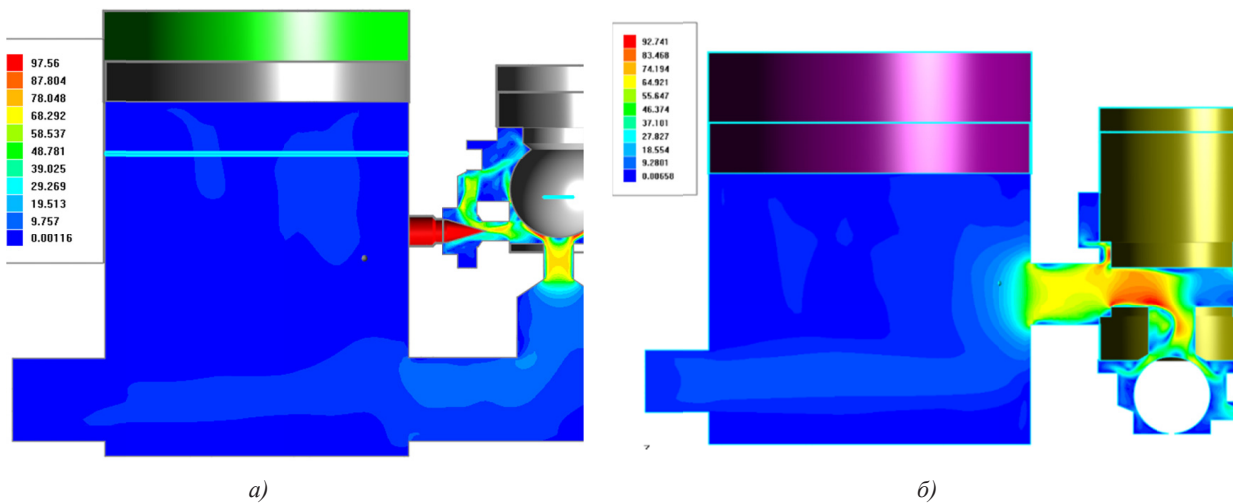
Також результатом розрахунку є діаграми робочих параметрів ГПП (рис. 6).

Аналізуючи діаграми робочих параметрів (див. рис. 6), можна визначити такі параметри роботи ГПП з відповідними ГІТ:

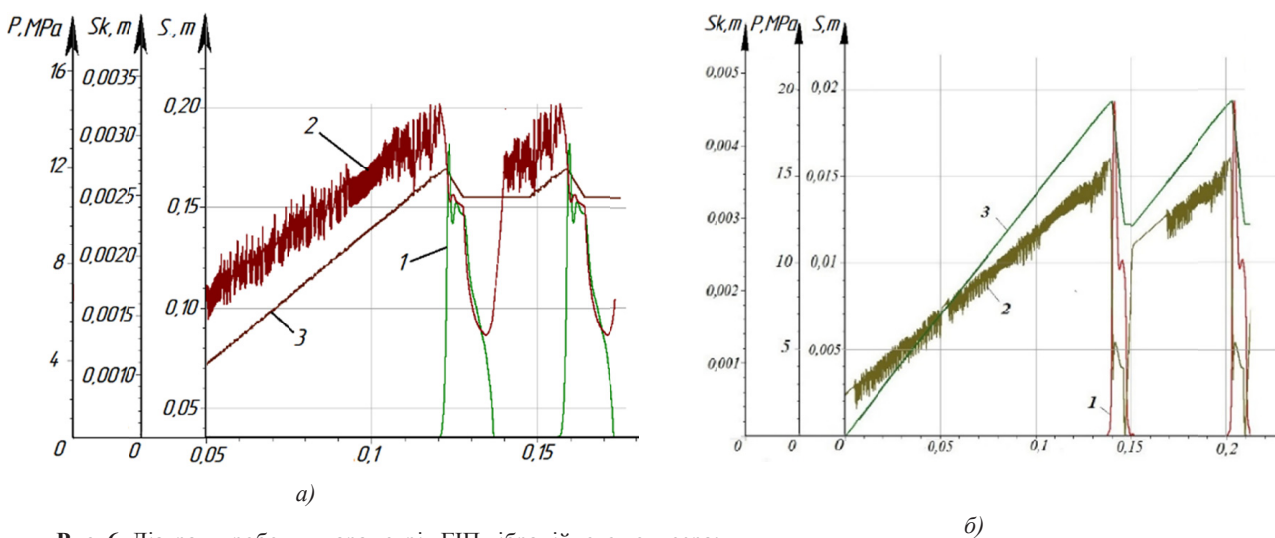
– амплітуду пульсацій тиску робочої рідини для ГІТ кулькового типу — 10 МПа, ГІТ золотникового типу — 13 МПа;



**Рис. 4.** Розподіл тиску в робочій порожнині ГПВ вібраційного конвеєра:  
*a* — ГПВ з ГПТ кулькового типу; *б* — ГПВ з ГПТ золотникового типу



**Рис. 5.** Розподіл швидкості в робочій порожнині ГПВ вібраційного конвеєра:  
*a* — ГПВ з ГПТ кулькового типу; *б* — ГПВ з ГПТ золотникового типу



**Рис. 6.** Діаграми робочих параметрів ГПВ вібраційного конвеєра:  
*a* — ГПВ із ГПТ кулькового типу; *б* — ГПВ із ГПТ золотникового типу; 1 — зміна переміщення запірної частини клапанно-пульсатора залежно від часу; 2 — зміна тиску робочої рідини в порожнині ГПВ залежно від часу; 3 — зміна переміщення поршня гідроциліндра залежно від часу

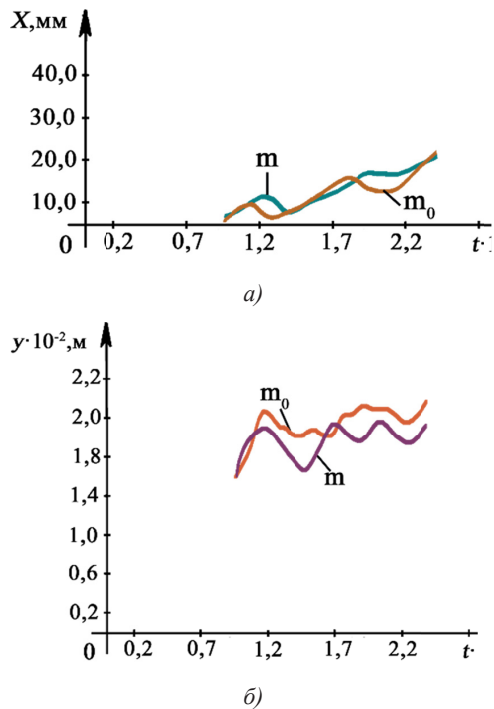


Рис. 7. Діаграми переміщення складників транспортвального матеріалу:

$a$  — горизонтальний;  $b$  — вертикальний

– амплітуду коливання виконавчого органа (поршня гідроциліндра) ГПП для ГІТ кулькового типу — 1,5 мм, ГІТ золотникового типу — 7 мм;

– максимальний хід запірного елемента для ГІТ кулькового типу — 2,4 мм (додатне перекриття  $z_d = 1$  мм, а від’ємне перекриття  $z_b = 1,4$  мм), ГІТ золотникового типу — 4,35 мм (додатне перекриття  $z_d = 2,2$  мм, а від’ємне перекриття  $z_b = 2,15$  мм);

– частоту роботи (вібрацій) виконавчого органа (поршня гідроциліндра) ГПП для ГІТ кулькового типу — 30 Гц, ГІТ золотникового типу — 17 Гц.

### Список літератури

- [1] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Зелінська, О. В., & Іванчук, Я. В. (2018). Технологія моделювання оцінки параметрів формування заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом: монографія. Вінниця: ВНТУ.
- [2] Hou, Y. J., Du, M. J., Fang, P., & Zhang, L. P. (2017). Synchronization and stability of an elastically coupled tri-rotor vibration system. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 55 (1), 227-240. doi: 10.15632/jtam-pl.55.1.227.
- [3] Guang, L., & Min, W. (2005). Modeling and controlling of a flexible hydraulic manipulator. *Journal of Central South University of Technology: Science & Technology of Mining and Metallurgy*, 12 (5), 578-583.
- [4] Cheng, C., Chen, Z., Shi, H., Liu, Z., & Xiong, Y. (2016). System-Level Coupled Modeling of Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Systems by Joint Finite Element and Circuit Analysis. *Shock and Vibration*, 1-9. doi: 10.1155/2016/2413578.
- [5] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Іванчук, Я. В., & Веселовський, Я. П. (2016). Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота Вісник машинобудування та транспорту, 2, 43-50.
- [6] Іскович-Лотоцький, Р. Д. (2017). Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором. Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця, 3 (86), 10-19.
- [7] Іскович-Лотоцький, Р. Д., Іванчук, Я. В., & Веселовський, Я. П. (2014). Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 5 (53), 109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458.

© Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, І. В. Севостьянов

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. М. Р. Ткач

**Kostiantyn S. Trunin****Трунин  
Константин  
Станиславович**

УДК 531.66: 626.76

## **DETERMINATION OF SUPPLEMENTARY TENSION OF TOWING ROPE UNDER IMPACT OF BE FOND UNDERWATER OBJECT IN THE UNSPECIFIED PART UP TO THE ROPE**

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ ТРОСА ПРИ УДАРЕ ПОСТОРОННЕГО ПОДВОДНОГО ОБЪЕКТА ПО БУКСИРНОМУ ТРОСУ В ПРОИЗВОЛЬНОМ МЕСТЕ**

**DOI 10.15589/SMI20180209****Kostiantyn S. Trunin** К. С. Трунин, канд. техн. наук, доц.  
trunin.konstantin.stanislav@gmail.com  
ORC ID: 0000-0001-6345-6257*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The aim of the study is to determine values of dynamic tension towline upon impact thereon in an arbitrary portion outside of the underwater object (UO) using the model developed computer MTS dynamics construction. When towing UTO, which is regarded as SV, a collision occurs, for example, rescue submersible vehicle (SV) moving collision course under water, with a towing rope (TR) in any place. We investigated the impact of TR process OOU. In the modeling process assumed that the marine object weighing 10 tons remains associated with the construction (not relieved from it) at all times during its movement, in both the positive and the negative direction shows the steps of construction shape changes due to a pin on it in the region 25 m from carrier vessel (CV), 50 m from CV and SV and 75 m from CV. The results of calculations using the mathematical model of the dynamics of MTS with FL, which specify calculations obtained with the traditional method and using a computer model developed by MTS dynamics construction. Mathematical modeling results indicate that the construction shape during interaction with OOU significantly depends on the position of the point of impact. It may be noted that the closer shot marine object to CV, the greater the tension construction. However, the strength of GE tension affects not only the position of the point of impact, but also the mobility of CV and PA. Approximation of the point of impact to CV independently by weight SV (from 0,15 to 10 t), almost does not change the tension force indigenous heavy end nearest CV, but the lead end of the tension farm near SV significantly increases with increasing SV mass. Approximation of the point of impact marine object to the FL reduces heavy tension force near CV but it increases near the SV. If the SV is stationary, while the tension near FL SV increases indefinitely, leading to its rupture. Bang in the middle FL the safest largest of its tension. The scientific novelty of this study lies in the fact that using a computer model developed by the MTS speakers FL for UTS candetermine the velocity of CV and SV modules, upon impact thereon UOU in an arbitrary position that allows improved method of designing and construction FL of MTS under shock loads during emergency operation.

**Keywords:** underwater towed system; flexible connection; towed rope; the dynamic tension of the cable; a blow to the tow rope in any

**Аннотация.** Целью исследования является определение значения динамического натяжения буксирного троса при ударе по нему в произвольной части постороннего подводного объекта (ППО) с помощью разработанной компьютерной модели динамики морской привязной системы (МПС) с гибкой связью (ГС). При буксировке подводного буксируемого объекта (ПБО), в качестве которого рассматривается привязной подводный аппарат (ППА), происходит столкновение, например, спасательного подводного аппарата (ПА), движущегося встречным курсом под водой, с буксирным тросом (БТ) в произвольном месте. Исследован процесс удара ППО по БТ. В процессе моделирования предполагали, что морской объект массой 10 т остаётся связанным с ГС (не освобождается от неё) в течение всего времени её движения как в положительном, так и в отрицательном направлениях. Приведены этапы изменения формы ГС в результате удара по ней на расстоянии 25 м от судна-носителя (СН), 50 м от СН и ПА и 75 м от СН. Представлены результаты расчётов с помощью математической модели динамики МПС с ГС, которые уточняют расчёты, полученные традиционным способом и с примени-

ем разработанной компьютерной модели динамики МПС с ГС. Результаты математического моделирования показывают, что форма ГС в процессе взаимодействия с ППО существенно зависит от положения точки удара. Можно отметить, что чем ближе удар морского объекта к СН, тем больше сила натяжения ГС. Однако на силу натяжения ГС влияет не только положение точки удара, но и подвижность СН и ПА. Приближение точки удара к СН, независимо от массы ПА (от 0,15 до 10 т), практически не изменяет силу натяжения коренного конца ГС возле СН, но натяжение ходового конца ГС возле ПА существенно возрастает с увеличением массы ПА. Приближение точки удара морского объекта к ПА уменьшает силу натяжения ГС возле СН, но увеличивает её вблизи ПА. Если ПА неподвижен, тогда натяжение ГС вблизи ПА неограниченно возрастает, что приводит к её разрыву. Удар посередине ГС наиболее безопасен по величине её натяжения. Научная новизна данного исследования заключается в том, что, используя разработанную компьютерную модель динамики МПС с ГС для подводной буксируемой системы (ПБС), можно определить модули скорости СН и ПА при ударе по нему ППО в произвольном месте, что позволяет усовершенствовать методику проектирования ГС МПС и ПБС в условиях ударных нагрузок при аварийных режимах.

**Ключевые слова:** подводная буксируемая система; гибкая связь; буксирный трос; динамическое натяжение троса; удар по буксирному тросу в произвольном месте; совершенствование методики проектирования МПС с ГС.

**Анотація.** Метою дослідження є визначення значення динамічного натягу буксирного троса при ударі по ньому в довільній частині стороннього підводного об'єкта (СПО) за допомогою розробленої комп'ютерної моделі динаміки морської прив'язної системи (МПС) із гнучким зв'язком (ГЗ). При буксируванні підводного буксирного об'єкта (ПБО), в якості якого розглядається прив'язний підводний апарат (ППА), відбувається зіткнення, наприклад, рятувального підводного апарата (ПА), що рухається зустрічним курсом під водою, з буксирним тросом (БТ) у довільному місці. У процесі моделювання припускали, що морський об'єкт масою 10 т залишається зв'язаним із ГЗ (не звільняється від нього) протягом усього часу його руху як у позитивному, так і у негативному напрямках. Наведені етапи зміни форми ГЗ у результаті удару по ньому на відстані 25 м від судна-носія (СН), 50 метрів від СН і ПА та 75 м від СН. Подані результати розрахунків за допомогою математичної моделі динаміки МПС із ГЗ, які уточнюють розрахунки, отримані традиційним способом та із застосуванням розробленої комп'ютерної моделі динаміки МПС із ГЗ. Результати математичного моделювання показують, що форма ГЗ у процесі взаємодії із СПО істотно залежить від положення місця удару. Можна відзначити, що чим ближчий удар морського об'єкта до СН, тим більша сила натягу ГЗ. Однак на силу натягу ГЗ впливає не тільки положення точки удара, але й рухливість СН і ПА. Наближення точки удара морського об'єкта до СН, незалежно від маси ПА (від 0,15 до 10 т), практично не змінює силу натягу корінного кінця ГЗ біля СН, але натяг ходового кінця ГЗ біля ПА істотно зростає зі збільшенням маси ПА. Наближення точки удара морського об'єкта до ПА зменшує силу натягу ГЗ біля СН, але збільшує її поблизу ПА. Якщо ПА нерухомий, тоді натяг ГЗ поблизу ПА необмежено зростає, що призводить до її розриву. Удар посередині ГЗ є найбільш безпечним за величиною його натягу. Наукова новизна даного дослідження полягає в тому, що, використовуючи розроблену комп'ютерну модель динаміки МПС із ГЗ для підводної буксирної системи (ПБС), можна визначити модулі швидкості СН і ПА при ударі по ньому СПО в довільному місці, що дозволяє вдосконалити методику проектування ГЗ МПС і ПБС в умовах ударних навантажень при аварійних режимах.

**Ключові слова:** підводна буксирувальна система; гнучкий зв'язок; буксирний трос; динамічний натяг троса; удар по буксирному тросу в довільному місці; удосконалення методики проектування МПС із ГЗ.

## References

- [1] Yurnev, A. P. (1986). *Avarii pod vodoy* [Accidents under water], 2-nd issue. – Leningrad: Sudostroenie [in Russian].
- [2] Trunin, K. S. (2011). *Opređenje maksimalnih nagruzok v elementakh podvodnikh buksiruemykh sistem pri avariynykh rezhimakh ekspluatatsii* [Determination of maximal loads at the elements of underwater towing systems at emergency operation regimes]. Innovations at the Shipbuilding and Ocean equipment: Proceedings of the 2th International Scientific and Technical Conference. – Mykolaev, NUK, 504-505 [in Russian].
- [3] Kryuchkov, Yu. S. (2010). *Podvodnie lodki i ikh sozdateli* [Submarine and their designers; 1900-2010. Dramas of peoples, ships and ideas]. Nikolaev: Publishing of Torubara E.S.; Publishing “Naval” [in Russian].
- [4] Kryuchkov, Yu. S. (2008). *Prizraki v tsarstve Neptuna* [Ghosts in the Neptune kingdom]. Nikolaev: el Talisman / ChP Torubara E.S.
- [5] Berto, G. O. (1979). *Okeanograficheskie bui*: per. s angl. [Ocean's buoys]. Leningrad: Sudostroenie [in Russian].
- [6] Trunin, K. S., & Titov, S. D. (2013). *Opređenje dopolnitelnogo natyazheniya trosa pri udare postoronnego podvodnogo objekta po buksirnomu trosu v proizvolnom meste* [Determination of complementary tension rope under impact of outside underwater object up towing rope in the unspecified part of the rope] // XXI ISTC «Prikladni zavdannya matematyky ta mekhaniky – 2013», («PZMM-2013»)/ Sevastopol: SevNTU, 66-69 [in Russian].

- [7] Batuev, G. S., Golubkov, Ju. V., Efremov, A. K., & Fedosov, A. A. (1977). *Inzhenernie metody issledovaniya udarnikh protsessov* [Engineering research methods of impact processes]. Moskva: Mashinostroenie [in Russian].
- [8] Zhdanov, L. B. (2009). *Polnaja entsiklopedia korably i sudov* [The all encyclopedia of ships and vessels]. Reference book. – Moskva: MORKNIGA [in Russian].
- [9] Trunin, K. S. (2017). *Kompyuternaya model dinamiki morskoy privyaznoy sistemy s gibkoy svyazyu* [Computer model of MTS with FL dynamics]. Zbirnyk naukovykh prac NUK, 4 (471), 3-13 [in Russian].

**Постановка задачи.** Помимо столкновений буксируемых объектов с морскими обитателями часто происходят случаи столкновения отдельных элементов морских привязных систем, подводных буксируемых объектов и гибких связей данных систем с другими посторонними подводными объектами, в качестве которых могут выступать подводные лодки (ПЛ), привязные и автономные подводные аппараты, другие ПБО, различные подводные препятствия (выступающие скалы, расщелины, кораллы и др.), искусственные препятствия и объекты на дне (затонувшие корабли, утерянные рыбацкие сети и т. п.), элементы других МПС в процессе выполнения ими своего назначения. При этом последствия могут быть весьма тяжёлыми для сталкивающихся объектов. Приведём некоторые примеры.

В 1969 г. аппарат «Шелф Дайвер» (водоизмещение 7,7 т, глубина погружения 240 м, скорость подводная 3,0 уз) выполнял исследования в Мексиканском заливе [1, с. 22]. Для обозначения своего места при работе и в процессе движения аппарат буксировал на буйрепе надводный буй. Проходившее в районе работ надводное судно случайно зацепило буйреп и потащило аппарат за собой. Возникла аварийная ситуация. Судно срочно остановили, и водолазы перерезали буйреп. У аппарата был поврежден легкий корпус. В дальнейшем аппараты фирмы «Перри» стали оснащаться устройствами для быстрой отдачи буйрепов в аварийной обстановке.

В октябре 1970 г. необитаемый, управляемый по кабелю аппарат КУРВ-3 (масса в воздухе 2,2 т, глубина погружения 2100 м, скорость подводная 3,0 уз) был использован для поиска и последующего подъема комплекта океанографических приборов, установленного на глубине 1850 м у о. Ванкувер (Тихоокеанское побережье США) [1, с. 24-25]. Конструкция комплекта предусматривала его самостоятельное всплытие по команде, передаваемой по гидроакустическому каналу с поверхности. Но по какой-то причине система всплытия не сработала – и комплект оказался утерянным. Поиск комплекта приборов аппаратом КУРВ-3 обеспечивался судном «Файр Веза». Через 4 ч безрезультатного поиска погода резко ухудшилась (скорость ветра достигла 15 м/с, волнение — 5 баллов), работу пришлось прекра-

тить. Судно-носитель приступило к подъему аппарата. В момент, когда глубина погружения КУРВ-3 составляла 180 м, кабель оборвался и аппарат затонул. Предпринятые впоследствии поиски аппарата кораблями ВМС и Береговой охраны США успеха не принесли.

В августе 1973 г. аппарат «Пайсис-3» (водоизмещение 13,1 т, глубина погружения 914 м, скорость подводная 2,0 уз) прокладывал телефонный трансатлантический кабель [1, с. 25]. При всплытии на поверхность с глубины 420 м в 150 милях юго-западнее порта Корк (Ирландия) аппарат задел трос, поддерживающий кабель, и повредил клапан вентиляции уравнильной цистерны. Выгородка электромасляного насоса цистерны заполнилась водой, и аппарат затонул. Компенсировать полученную значительную отрицательную плавучесть было нечем. Для экономии кислорода члены экипажа аппарата ограничили переговоры друг с другом и сохраняли неподвижность. Подъем «Пайсиса-3» был выполнен судами-носителями «Виккерс Вояжер» и «Джон Кэбот» с помощью трех аппаратов: двух обитаемых «Пайсис-2» и «Пайсис-5» и необитаемого КУРВ-3. Когда подъем был закончен и крышку люка открыли, выяснилось, что запаса кислорода в «Пайсисе-3» оставалось на 30 мин. Множество аварийных случаев и ситуаций по целому ряду причин, остаются неизвестными или скрываются, особенно если это касается военных или научных объектов. Как видим на отдельных примерах, возникает необходимость изучения взаимодействия ГС МПС, подводной привязной системы (ППС) и ПБС при ударе или зацепе, а также их взаимодействия с другими подводными объектами (ПО) при возникающих аварийных режимах.

#### **Анализ последних исследований и публикаций**

При столкновениях элементов ПБС с ПО нагрузки в ГС могут увеличиваться в несколько раз, в связи с чем возникает потребность определения их максимальных значений, величин натяжения троса и создания соответствующих математических моделей. В результате неравномерного растяжения ГС и элементов их конструкций, накапливания остаточных напряжений уменьшается их прочность, что приводит к уменьшению их срока эксплуатации. Необ-

ходимо также отметить, что в процессе длительной эксплуатации канаты ПБС получали большое остаточное удлинение (до 15–20 м на 1000 м и больше) [2]. Обрыв ГС ПБС часто ведёт к потере дорогостоящих приборов и оборудования, носителями которых являются ПБО.

Вопросы, связанные с изучением воздействий различных факторов на элементы МПС и ПБС, практически не изучены. Автор осуществил поиск подобных материалов в Интернете и, к сожалению, не обнаружил вообще никаких материалов по ударному воздействию на ГС.

Как отмечал профессор, д-р техн. наук Крючков Ю. С. в работах [3, с. 400–403; 4, с. 242–245], вопросы изучения воздействия, например, подводного взрыва на ПЛ, носят, как правило, закрытый характер.

Вопросы зацепа отдельных элементов ПБС рассмотрены в [5], определение максимальных нагрузок в элементах МПС — в [6]. Как отмечается в [7, с. 3], изучение ударных процессов относится к числу наиболее актуальных проблем прикладной механики, связанных с оценкой поведения различных конструкций в условиях воздействия интенсивных импульсных нагрузок, которые возникают при эксплуатации многих современных сооружений, машин и приборов. Изучение таких воздействий на ГС МПС, ППС и ПБС практически не производилось.

**Предмет исследования** — удар ППО по ГС (БТ) ПБС.

**Объект исследования** — МПС с ГС (на примере ПБС).

**Методы исследования.** В качестве общенаучных методов исследования использованы анализ (выделение объекта и предмета исследования), синтез (части предмета, признаки, свойства), структурирование (структурность МПС с ГС позволяет использовать комбинирование, когда элементы могут менять место в структуре и изменять качественную сторону объекта), обобщение (в качестве первичного обобщения может служить МПС как часть привязных систем (ПС), затем выделяем другие ПС — ППС, ПБС и т. п.), моделирование (изучение объекта-оригинала путем создания и исследования его копии (модели), которая обладает с оригиналом общими свойствами, интересующими нас).

В качестве эмпирических методов применены: наблюдение (фиксация наблюдаемого объекта — полученная при наблюдении информация фиксировалась, систематизировалась по различным наблюдениям за одним и тем же объектом, проведенным в разное время), опыт (проведенные ранее исследо-

вания), эксперимент (модельный при использовании разработанной компьютерной программы описания динамики ГС МПС).

**ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ** — определение значения динамического натяжения буксирного троса при ударе по нему в произвольной части постороннего подводного объекта с помощью разработанной компьютерной программы описания динамики МПС с ГС.

**Основной материал.** Рассмотрим случай, когда при буксировке ПБО, в качестве которого рассматривается привязной подводный аппарат (например, искатель-уничтожитель донных мин), происходит столкновение, например, спасательного подводного аппарата, движущегося встречным курсом под водой, с буксирным тросом в произвольном месте.

Полагаем, что система «надводный буксировщик–буксирный трос–буксируемый подводный объект» движется с постоянной скоростью  $V_{01}$ . В качестве судна-буксировщика на рис. 1 изображён морской тральщик (МТЩ) пр. 266М, а в качестве ППО — спасательный ПА пр. 1855 [8, с. 244].

В некоторый момент времени, который принимаем за начало отсчёта ( $t = 0$ ) по тросу ударяет тело массой  $m_2$  (посторонний подводный объект – ППО), движущееся навстречу со скоростью  $V_{02}$  (рис. 2). Удар ППО происходит по буксирному тросу в произвольном месте. Равновесное состояние системы меняется, происходит произвольное отклонение состояния системы от положения равновесия.

Несмотря на удар ППО по буксирному тросу ПБС продолжает двигаться. Глубина подводного буксируемого аппарата (ПБА) уменьшается за счёт скольжения буксирного троса по ППО в результате продолжающегося движения ПБС. При этом глубина погружения ППО также может измениться. Если ПБА имеет обтекаемые формы (и не имеет выступающих частей: приборов, гребных электродвигателей, ограждений и т. п.), буксирный трос просто соскользнет по корпусу ПБА и пройдёт мимо.

Это будет идеальным случаем столкновения без разрушения двух соударяющихся тел. Хотя в этом случае возможны повреждения как буксирного троса, так и ПБА (повреждения корпуса, аппаратуры, находящейся на корпусе ПБА и т. п.) и встречного ППО. В случае сложных обводов корпуса ПБА и наличия большого количества навесного оборудования возможен зацеп буксирного троса за ПБА. В зависимости от скорости буксировки ПБА (а также массы судна-буксировщика) и скорости движения ППО в момент удара возможны либо кратковре-



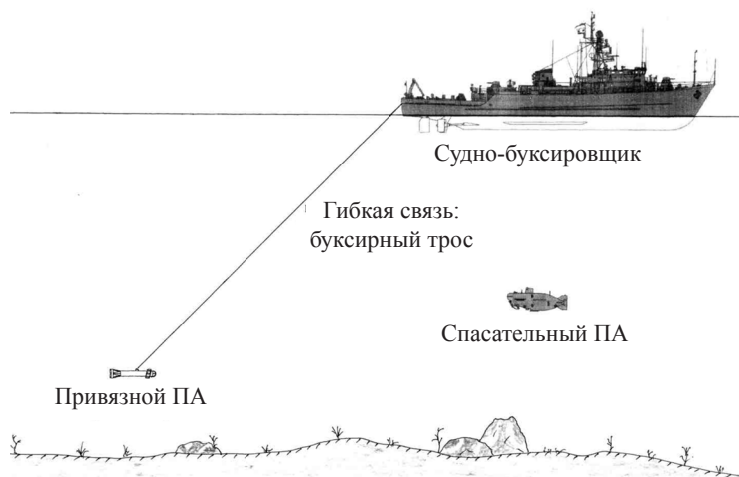


Рис. 1. Схема системы «надводный буксировщик–буксирный трос–подводный буксируемый объект» в момент буксировки (до удара по тросу ППО)

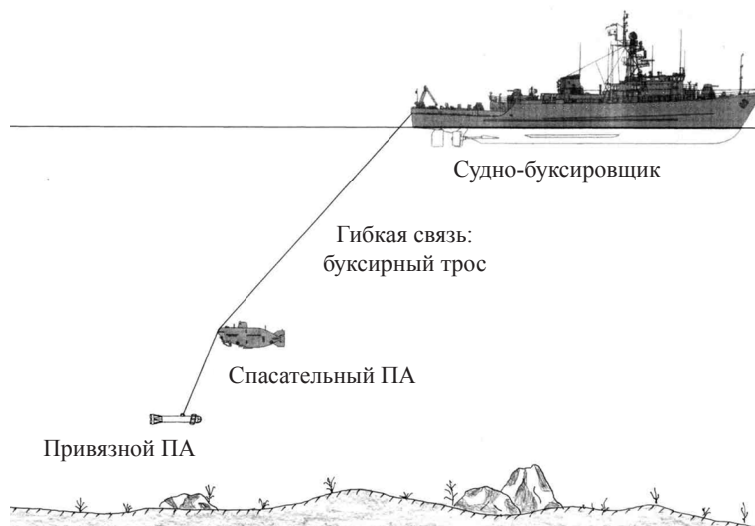


Рис. 2. Схема системы «надводный буксировщик–буксирный трос–подводный буксируемый объект» в момент удара встречного ППО по буксирному тросу в произвольном месте

менный останов ПБС и дальнейшее замедленное движение ПБС, либо дальнейшее движение ПБС без замедления скорости (если масса встречного ППО незначительна), при этом будет происходить буксировка и ППО наряду с буксировкой ПБА. При этом возможно запутывание буксирного троса, изменение его формы, обрыв. Это потребует остановки судна-буксировщика, подъёма ПБА и ППО, если позволит мощность лебёдки судна-буксировщика, распутывания буксирного троса, ремонта ПБС, что в результате приведёт к невыполнению задания. В случае, если масса встречного ППО будет значительной по сравнению с судном-буксировщиком, возможен обрыв буксирного троса или даже утопление судна-буксировщика встречным ППО. Например, как это произошло с японским сейнером, когда американская ПЛ попала в его трал. Буквально за

считанные минуты сейнер был потоплен, погибли несколько рыбаков. Подводной лодке удалось освободиться от трала, при этом военно-морским флотом США всячески отрицалось участие в столкновении ПЛ ВМС США.

На рис. 3 приведена схема действия сил в системе до и после удара ППО по буксирному тросу [6].

Полагаем, что система «надводное судно-буксировщик–буксирный трос–буксируемый подводный объект» движется с постоянной скоростью. Дифференциальные уравнения динамики троса согласно принципу Даламбера представляются в виде [6]

$$m x_{t,t} = -T_1 \cos(\alpha_1) + T_2 \cos(\alpha_2),$$

$$m y_{t,t} = -T_1 \sin(\alpha_1) - T_2 \sin(\alpha_2) + m g,$$

где  $T_1, T_2$  — натяжения в ветвях троса;  $\alpha_1, \alpha_2$  — углы наклона концов троса.

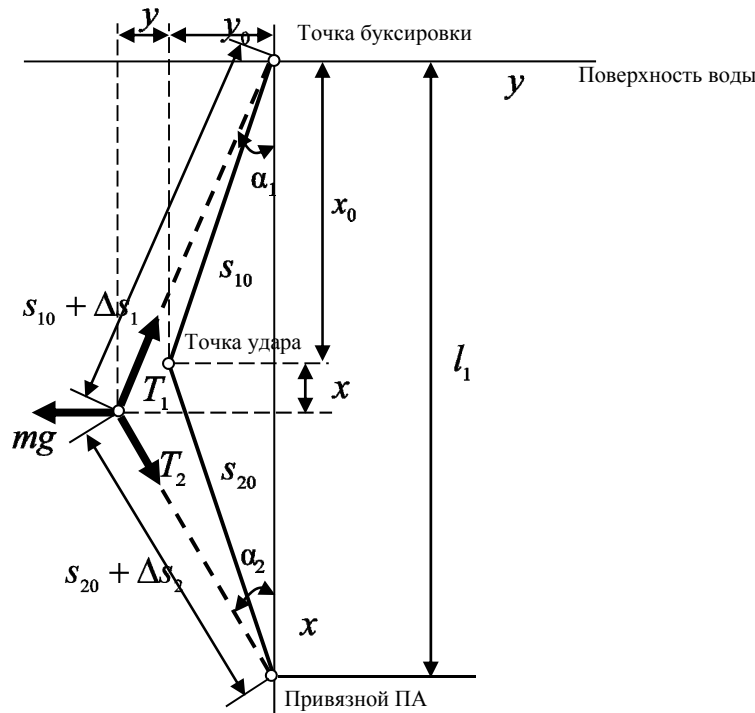


Рис. 3. Схема действия сил в системе до и после удара ППО по буксирному тросу:

$x$  — вертикальное смещение точки  $x_0$  в результате удара ППО по тросу;  $y$  — горизонтальное смещение точки  $y_0$  в результате удара ППО по тросу;  $x_0$  — вертикальная координата (глубина) точки удара по тросу;  $y_0$  — горизонтальная координата точки буксировки на поверхности воды;  $s_{10}, s_{20}$  — соответственно верхняя и нижняя длины буксирного троса до удара;  $\Delta s_1, \Delta s_2$  — приращения длин верхней и нижней частей троса после удара соответственно;  $\alpha_1, \alpha_2$  — углы наклона соответственно верхней и нижней частей троса после удара;  $T_1, T_2$  — усилия натяжения в верхней и нижней частях троса после удара соответственно;  $T_{10}, T_{20}$  — стартовые натяжения соответственно верхней и нижней частей троса по отношению к точке удара;  $\Delta T_1, \Delta T_2$  — приращения  $T_1$  и  $T_2$  соответственно после удара

Натяжения в ветвях троса

$$T_1 = T_{10} + \Delta T_1;$$

$$T_2 = T_{20} + \Delta T_2.$$

Подстановка этих натяжений в дифференциальные уравнения движения с последующим разложением в ряд Маклорена и сохранением линейных слагаемых позволяет получить уравнения

$$\begin{aligned}
 mx_{i,t} = & -\frac{xT_{10}}{s_{10}} + \frac{l_1 T_{20}}{s_{20}} - \frac{T_{10} x_0}{s_{10}} - \frac{T_{20} x_0}{s_{20}} + \\
 & + \left( \frac{l_1}{s_{20}} - \frac{x}{s_{20}} - \frac{x_0}{s_{20}} \right) \Delta T_2 + \left( \frac{T_{20} x_0}{s_{20}^2} - \frac{l_1 T_{20}}{s_{20}^2} + \right. \\
 & + \left. \frac{xT_{20}}{s_{20}^2} \right) \Delta s_2 + \left( -\frac{x}{s_{10}} - \frac{x_0}{s_{10}} \right) \Delta T_1 + \left( \frac{T_{10} x_0}{s_{10}^2} + \right. \\
 & + \left. \frac{xT_{10}}{s_{10}^2} \right) \Delta s_1 - \frac{T_{10}(y_0 + y)}{s_{10}} + gm + \frac{T_{20}(y_0 + y)}{s_{10}^2} + \\
 & + \frac{T_{10}(y_0 + y)\Delta s_1}{s} - \frac{T_{20}(y_0 + y)\Delta s_2}{s_{20}^2}
 \end{aligned}$$

$$-\frac{\Delta T_1(y_0 + y)}{s_{10}} + \frac{\Delta T_2(y_0 + y)}{s_{20}};$$

$$\begin{aligned}
 my_{i,t} = & gm - \frac{yT_{10}}{s_{10}} + \frac{T_{20}y_0}{s_{20}} - \frac{T_{10}y_0}{s_{10}} + \frac{yT_{20}}{s_{20}} + \\
 & + \left( \frac{y}{s_{20}} + \frac{y_0}{s_{20}} \right) \Delta T_2 + \left( -\frac{yT_{20}}{s_{20}^2} - \frac{T_{20}y_0}{s_{20}^2} \right) \Delta s_2 + \\
 & + \left( -\frac{y}{s_{10}} - \frac{y_0}{s_{10}} \right) \Delta T_1 + \left( \frac{T_{10}y_0}{s_{10}^2} + \frac{yT_{10}}{s_{10}^2} \right) \Delta s_1.
 \end{aligned}$$

Учитывая удлинения ветвей и очевидные геометрические соотношения, статические натяжения найдем как решение системы уравнений

$$\begin{aligned}
 -\frac{xT_{10}}{s_{10}} + \frac{l_1 T_{20}}{s_{20}} - \frac{T_{10} x_0}{s_{10}} - \frac{xT_{20}}{s_{20}} - \frac{T_{20} x_0}{s_{20}} = & 0; \\
 gm = & \frac{yT_{10}}{s_{10}} - \frac{T_{10}y_0}{s_{10}} + \frac{yT_{20}}{s_{20}} + \frac{T_{20}y_0}{s_{20}}.
 \end{aligned}$$

Имеем

$$T_{10} = -\frac{gms_{10}(-l_1 + x_0 + x)}{2x_0y_0 + 2xy_0 + l_1y - l_1y_0};$$

$$T_{20} = \frac{s_{20}mg(x_0 + x)}{2x_0y_0 + 2xy_0 + l_1y - l_1y_0}.$$

Окончательно уравнения движения принимают вид

$$x_{t,t} + a_{11}x + a_{12}y = 0;$$

$$y_{t,t} + a_{21}x + a_{22}y = 0,$$

где

$$a_{11} = \frac{y_0^2}{m} \left( \frac{T_{10}}{s_{10}^3} + \frac{T_{20}}{s_{20}^3} \right) + \frac{EF}{m} \left( \frac{x_0^2}{s_{10}^3} + \frac{(l_1 - x_0)^2}{s_{20}^3} \right);$$

$$a_{12} = a_{21} = \frac{EFy_0}{m} \left( \frac{x_0}{s_{10}^3} - \frac{(l_1 - x_0)}{s_{20}^3} \right) - \frac{y_0}{m} \left( \frac{T_{10}x_0}{s_{10}^3} - \frac{T_{20}(l_1 - x_0)}{s_{20}^3} \right);$$

$$a_{22} = \frac{1}{m} \left( \frac{T_{10}x_0^2}{s_{10}^3} + \frac{T_{20}(l_1 - x_0)^2}{s_{20}^3} \right) + \frac{EFy_0^2}{m} \left( \frac{1}{s_{10}^3} + \frac{1}{s_{20}^3} \right).$$

Частоты колебаний для  $x(t) = A\sin(pt)$ ,  $y(t) = B\sin(pt)$ :

$$p_{1,2} = \sqrt{\frac{a_{11} + a_{22}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a_{11} - a_{22}}{2}\right)^2 + a_{12}^2}}.$$

Последовательная линеаризация уравнений модели позволила получить удобные для практических расчетов выражения движения, усилий натяжения в ветвях и частоты колебаний буксировочного троса. Научная новизна данного подхода заключается в определении значений натяжений  $T_1$  и  $T_2$  в ветвях

троса при ударе по нему ППО в произвольном месте, углов наклона  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  концов троса, частоты колебаний  $p_{1,2}$  для уравнений  $x(t)$  и  $y(t)$ .

Для проверки применимости разработанной компьютерной модели описания динамики МПС с ГС [9] для данной задачи принимаем следующие параметры МПС: длина ГС 100 м, её диаметр 14 мм, модуль Юнга  $9,55 \cdot 10^8$  Па, погонная масса 0,15386 кг/м. Нормальный коэффициент гидродинамического сопротивления ГС равен 1,8, а тангенциальный — 0,025. В начальный момент времени ГС, СН и ПА находятся в состоянии покоя. Гибкая связь расположена вертикально и имеет форму прямой линии. Её натяжение  $T$  равно нулю.

Судно-носитель и подводный аппарат могут перемещаться в пространстве в результате столкновения с объектом массой  $m_2$  (морским животным, рыбой, моллюском или другим ППО), который движется с начальной скоростью  $V_0$  перпендикулярно к ГС в заданной точке ГС. Необходимо определить влияние положения точки столкновения морского объекта с ГС на силу её натяжения возле СН и ПА.

Параметры СН и ПА и морского объекта заданы в рабочем окне программы, показанном на рис. 4.

В процессе моделирования предполагали, что морской объект массой 10 т остаётся связанным с ГС (не освобождается от неё) в течение всего времени её движения как в положительном, так и в отрицательном направлениях. Результаты математического моделирования показывают, что форма ГС в процессе взаимодействия с ППО существенно зависит от положения точки удара.

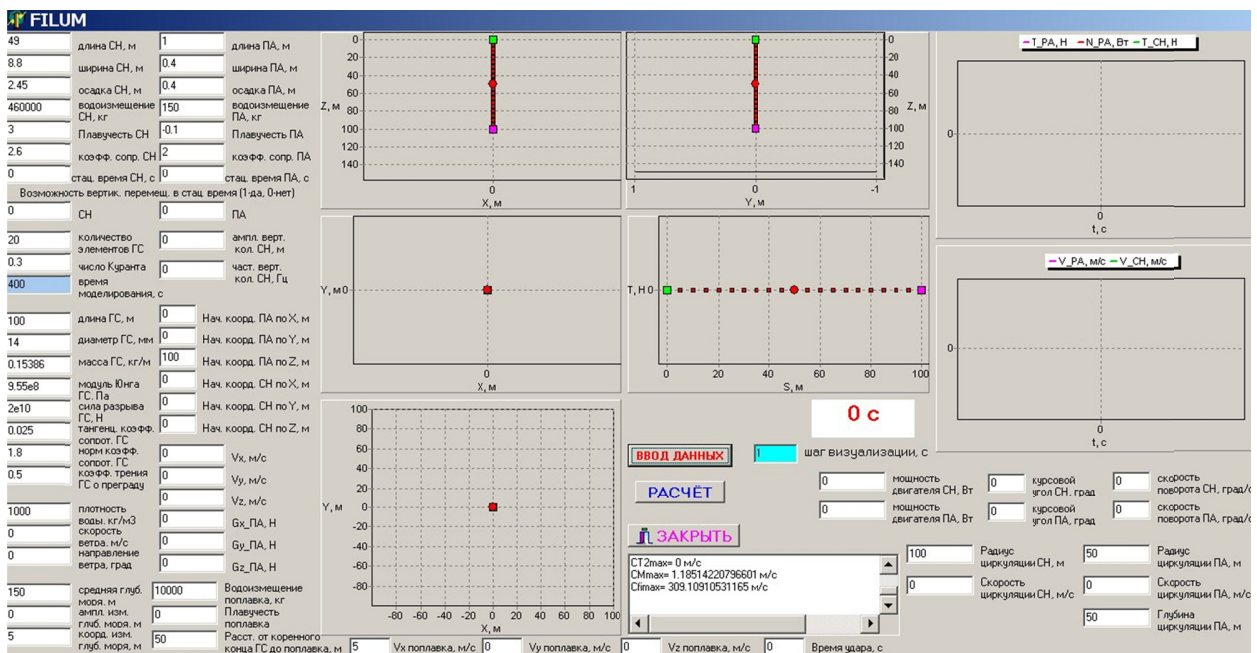
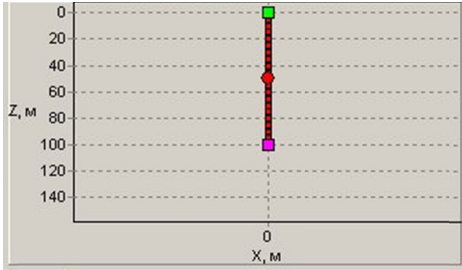
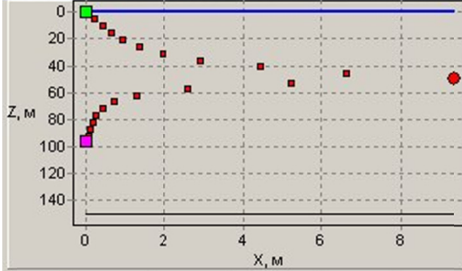
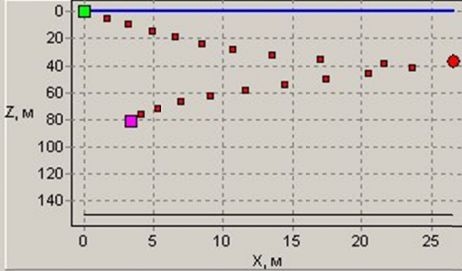
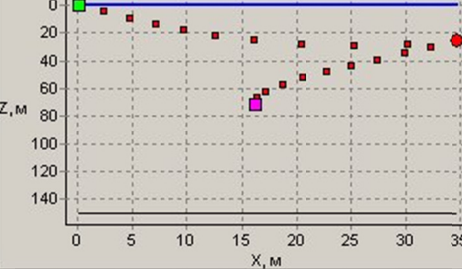
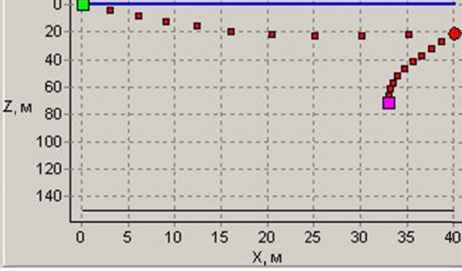
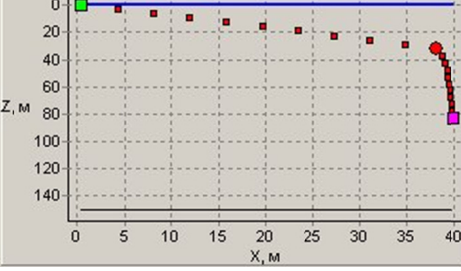
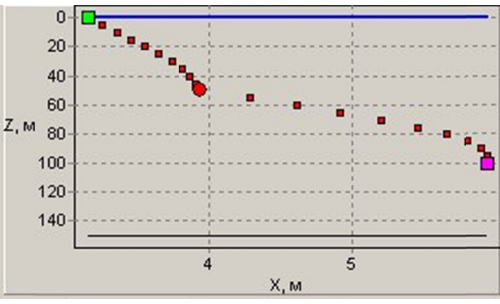
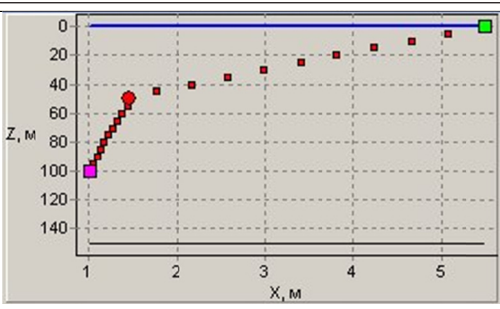


Рис. 4. Начальный вид окна программы

Для случая 1 в табл. 1 приведены этапы изменения формы ГС в результате удара по ней на расстоянии 50 метров от СН и ПА.

Таблица 1. Изменение формы ГС ПБС в процессе моделирования (случай 1)

Момент времени, с <i>t</i>	Форма ГС при моделировании <i>2</i>
0	
2	
12	
26	
59	
92	

1	2
238	
338	

Из табл. 1 следует, что разная масса и размеры СН и ПА приводят к всплытию морского объекта на глубину от 50 до 20 метров и последующему погружению в результате его торможения СН.

В дальнейшем морской объект изменяет направление своего движения на противоположное, подтягивая за собой ПА. Гибкая связь получает наибольшее натяжение 4,1 кН возле СН (рис. 5).

Судно-носитель к 338 секунде также получает перемещение 5,5 м. Подводный аппарат движется с переменной скоростью, максимум модуля которой достигает 2,5 м/с. Смещение точки удара морского объекта по ГС в сторону СН (на расстоянии 25 м от него) существенно изменяет кинематику движения МПС (см. табл. 1 и рис. 6), а также силовое воздействие на СН и ПА (рис. 6).

Для случая 2 в табл. 2 приведены этапы изменения формы ГС в результате удара по ней на расстоянии 25 метров от СН.

На рис. 7 и 8 приведены изменение модуля скорости СН и ПА и силы натяжения ГС возле СН и ПА в результате удара по ГС на расстоянии 25 метров от СН.

Для случая 3 в табл. 3 показано изменение формы ГС в результате удара по ней на расстоянии 75 метров от СН. Смещение точки удара морского объекта по ГС в сторону ПА (на расстоянии 75 м от СН) существенно изменяет кинематику движения МПС (см. табл. 2 и рис. 9). То же происходит и для силового воздействия на СН и ПА (рис. 10). Можно отметить, что чем ближе удар морского объекта к СН, тем больше сила натяжения ГС. Однако на силу натяжения ГС влияет не только положение точки удара, но и подвижность СН и ПА (рис. 11).

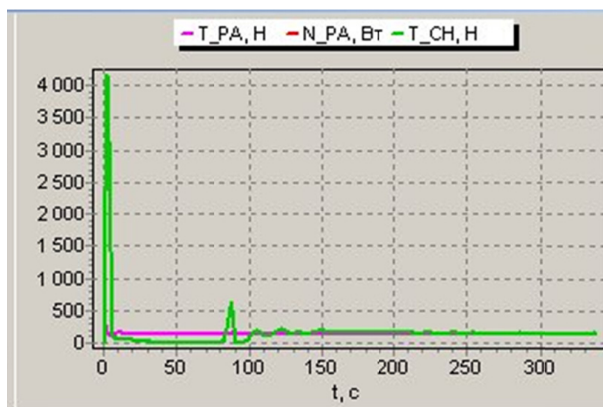


Рис. 5. Изменение силы натяжения ГС возле СН и ПА в результате удара по ней на расстоянии 50 метров от СН и ПА

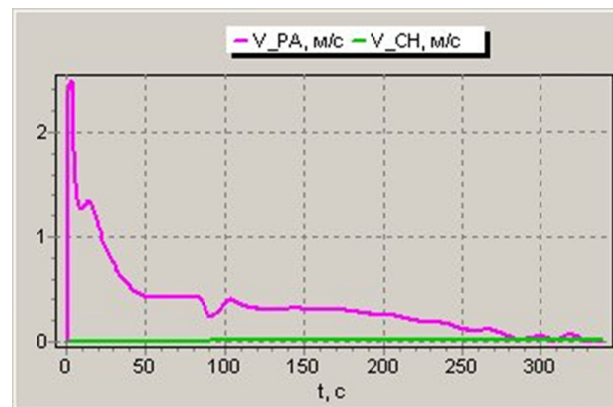
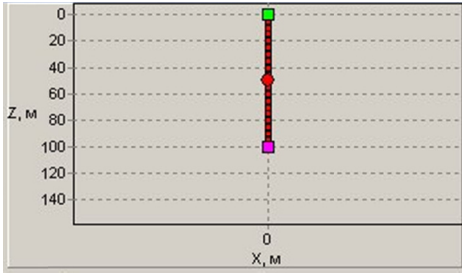
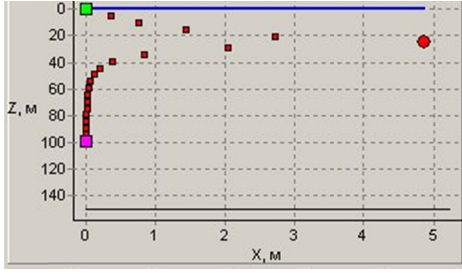
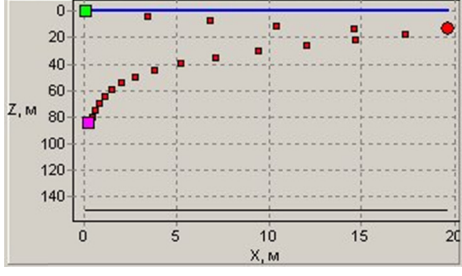
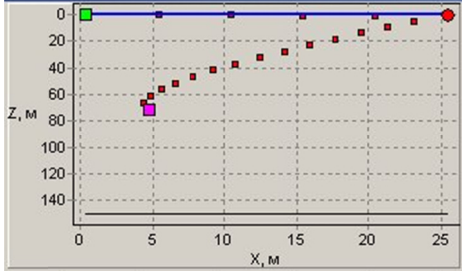
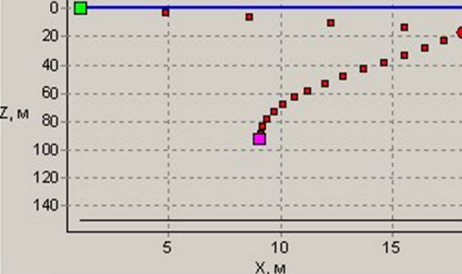
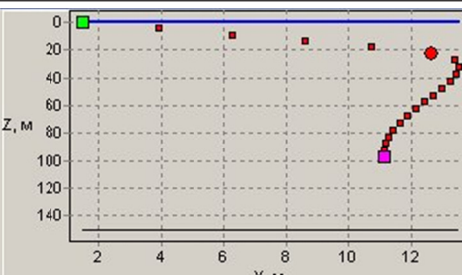


Рис. 6. Изменение модуля скорости СН и ПА в результате удара по ГС на расстоянии 50 метров от СН и ПА

Таблица 2. Изменение формы ГС ПБС в процессе моделирования (случай 2)

Момент времени, с <i>t</i>	Форма ГС при моделировании <i>2</i>
0	
1	
8	
20	
40	
50	

Окончание Таблицы 2.

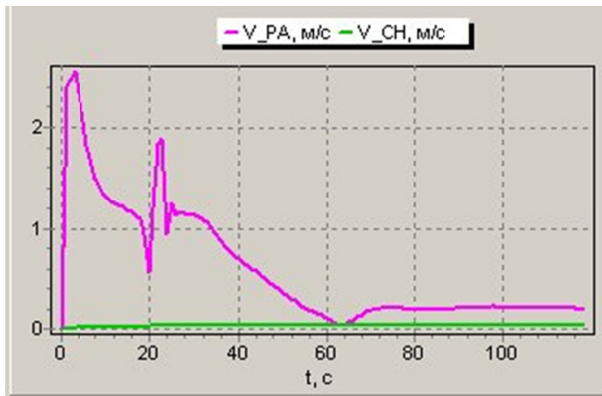
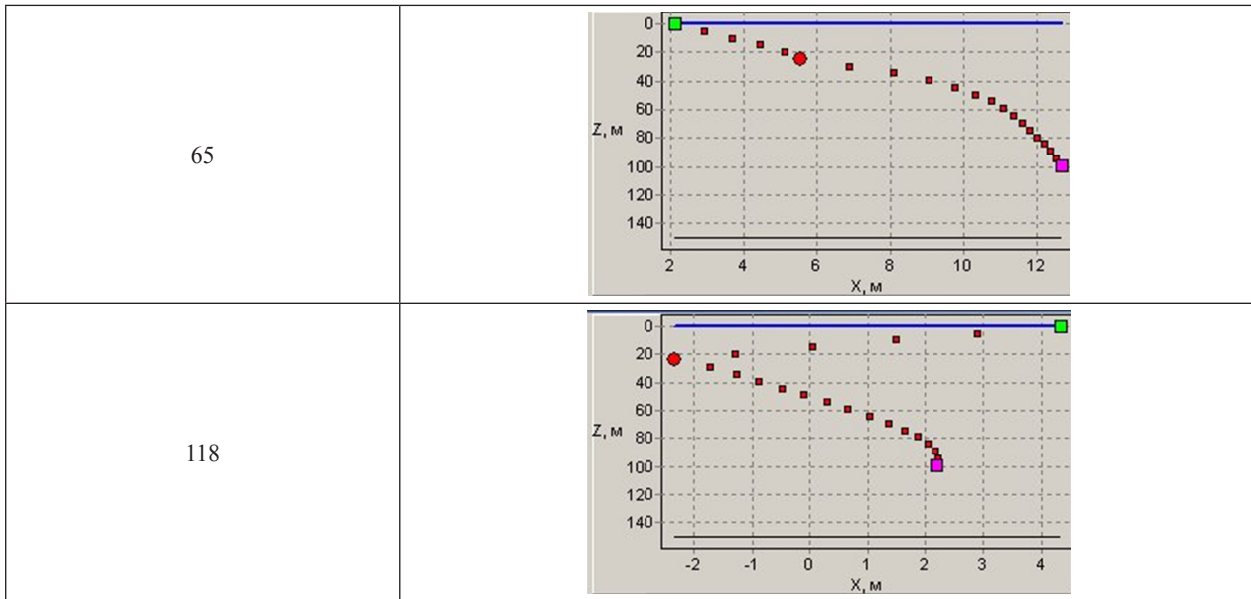


Рис. 7. Изменение модуля скорости СН и ПА в результате удара по ГС на расстоянии 25 метров от СН

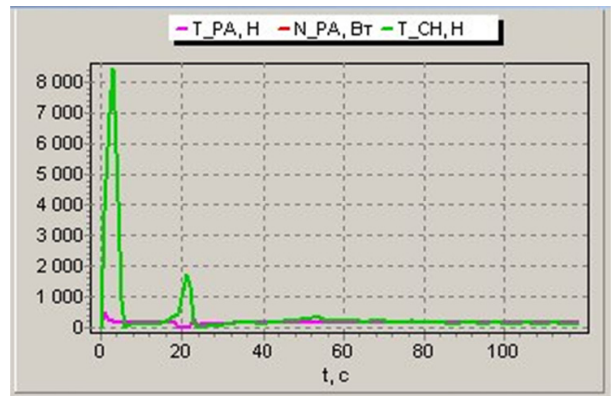


Рис. 8. Изменение силы натяжения ГС возле СН и ПА в результате удара по ней на расстоянии 25 метров от СН

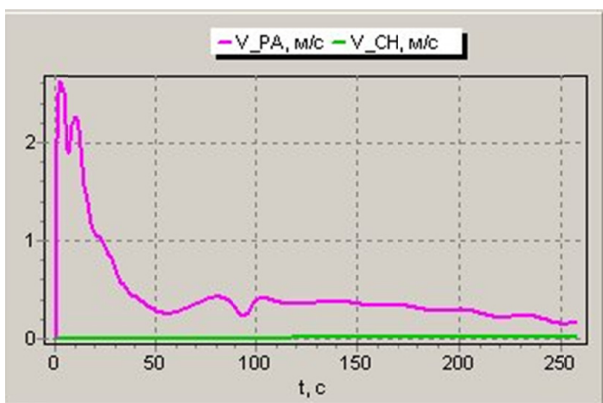


Рис. 9. Изменение модуля скорости СН и ПА в результате удара по ГС на расстоянии 75 метров от СН

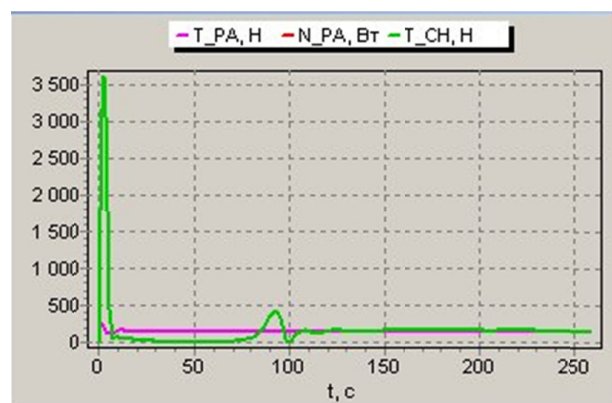
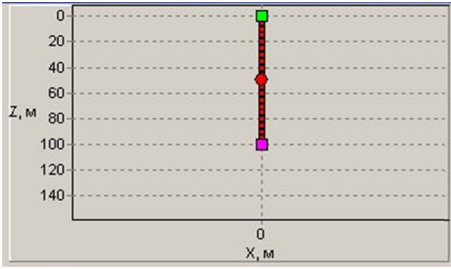
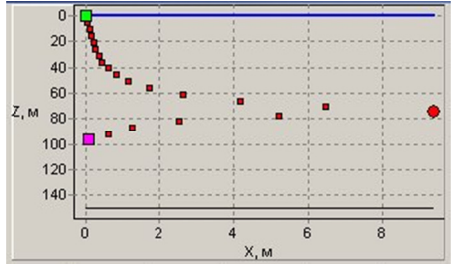
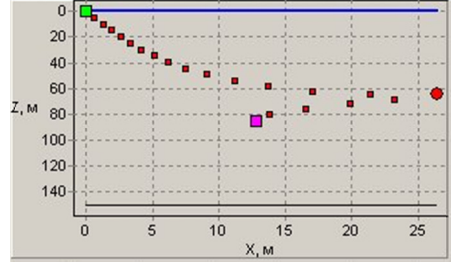
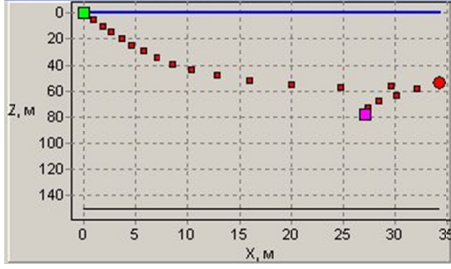
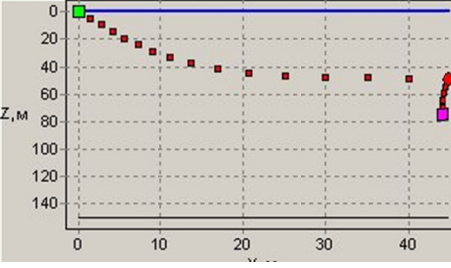
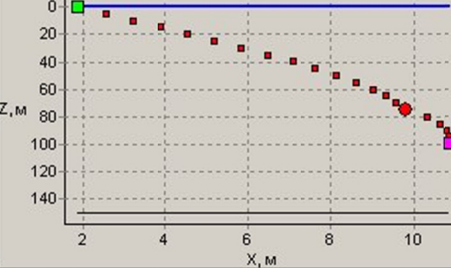
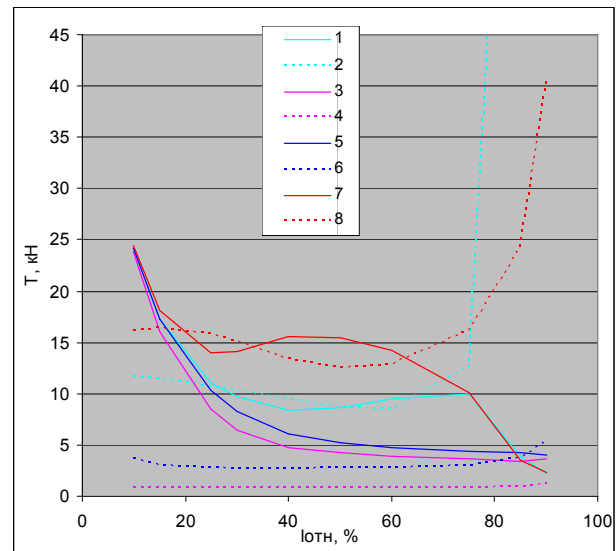
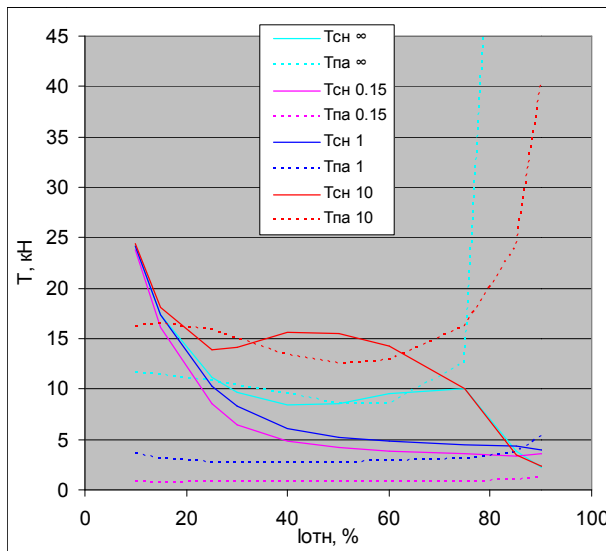
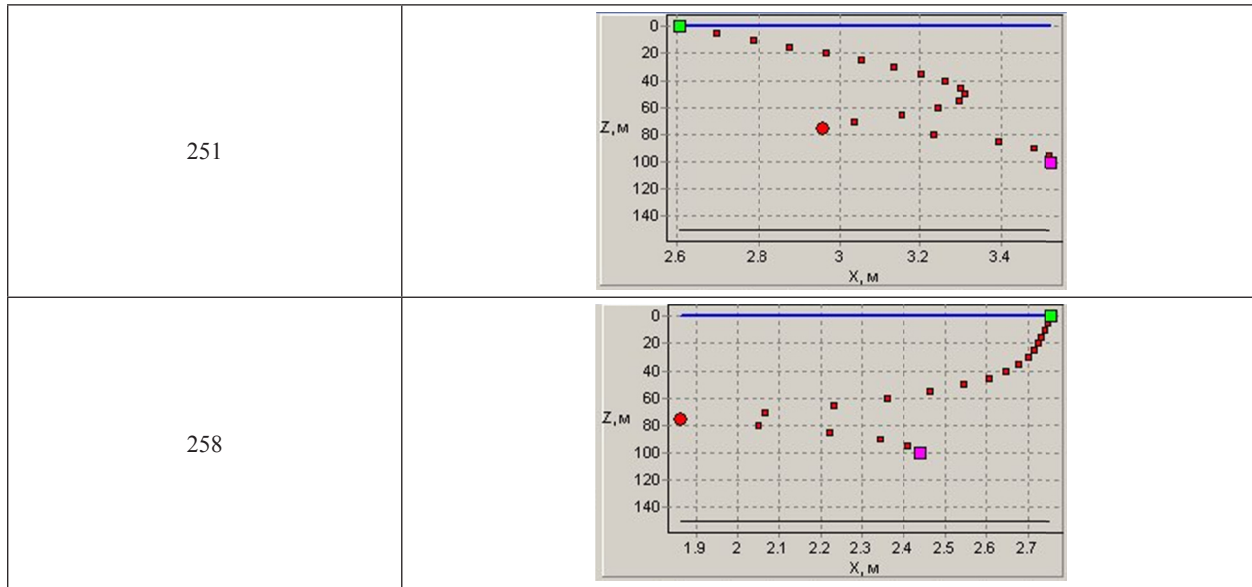


Рис. 10. Изменение силы натяжения ГС возле СН и ПА в результате удара по ней на расстоянии 75 метров от СН

Таблица 3. Изменение формы ГС ПБС в процессе моделирования (случай 3)

Момент времени, с <i>1</i>	Форма ГС при моделировании <i>2</i>
0	
2	
11	
22	
64	
216	





**Рис. 11.** Зависимость силы натяжения ГС от относительного расстояния от СН: сплошные линии — натяжение коренного конца ГС (возле СН), пунктирные — ходового; линии 1 и 2 — СН и ПА неподвижны; 3 и 4 — масса ПА 0,15 т; 5 и 6 — масса ПА 1 т; 7 и 8 — масса ПА 10 т

**Обсуждение полученных результатов.** Масса СН намного больше ПА и морского объекта, и, следовательно, его подвижность очень мала. Поэтому приближение точки удара к СН, независимо от массы ПА (от 0,15 до 10 т), практически не изменяет силу натяжения коренного конца ГС возле СН, но натяжение ходового конца ГС возле ПА существенно возрастает с увеличением массы ПА. Приближение точки удара морского объекта к ПА уменьшает силу натяжения ГС возле СН, но увеличивает её вблизи ПА. Если ПА неподвижен, тогда натяжение ГС вблизи ПА неограниченно возрастает, что приводит к её разрыву. В целом удар посередине ГС наиболее безопасен по величине её натяжения. Увеличение массы ПА приводит

к немономонному изменению натяжения коренного конца ГС. В дальнейших исследованиях планируется рассмотреть применимость (универсальность) разработанной математической и компьютерной моделей описания динамики МПС с ГС для неавтономных привязных объектов (буёв нейтральной плавучести).

**ВЫВОДЫ.** Научная новизна данного исследования заключается в том, что, используя разработанную компьютерную модель динамики МПС с ГС для ПБС, можно определить модули скорости СН и ПА при ударе по нему ППО в произвольном месте, что позволяет усовершенствовать методику проектирования МПС с ГС и ПБС в условиях ударных нагрузок при аварийных режимах.

**Список литературы**

- [1] Юрнев, А. П. (1986). *Аварии под водой*. Ленинград: Судостроение
- [2] Трунин, К. С. (2011). Определение максимальных нагрузок в элементах подводных буксируемых систем при аварийных режимах эксплуатации. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали II Міжнарод. наук.-техн. конф. Миколаїв: НУК. 504-505.
- [3] Крючков, Ю. С. (2010). *Подводные лодки и их создатели: 1900-2000 гг. Драмы людей, кораблей и идей*. Николаев: Издательство Торубары Е.С.; Издательство «Наваль».
- [4] Крючков, Ю. С. (2008). *Призраки в царстве Нептуна*. Николаев: el Talisman / ЧП Торубара Е.С..
- [5] Берто, Г. (1979). *Океанографические буи*. Ленинград: Судостроение.
- [6] Трунин, К. С., & Титов, С. Д. (2013). Определение дополнительного натяжения троса при ударе постороннего подводного объекта по буксирному тросу в произвольном месте. *Прикладні завдання математики*: матеріали XXI Міжнарод. наук.-техн. конф. Севастополь: СевНТУ, 66-69.
- [7] Батуев, Г. С., Голубков, Ю. В., Ефремов, А. К., & Федосов, А. А. (1977). *Инженерные методы исследования ударных процессов*. Москва, Машиностроение.
- [8] Жданов, Л. Б. (2009). *Полная энциклопедия кораблей и судов*. Справочное издание. Москва: МОРКНИГА.
- [9] Трунин, К. С. (2017). Компьютерная модель динамики морской привязной системы с гибкой связью. *Збірник наукових праць НУК*, 4 (471), 3-13

---

© К. С. Трунін

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. С. Блінцов



**Yuriy  
M. Korol**

**Король  
Юрій  
Михайлович**



**Julia  
S. Bodnarchuk**  
**Боднарчук  
Юлія  
Сергіївна**

УДК 629.5.01

## **STERN PROFILED RECESS EFFICIENCY FOR REDUCING THE WATER RESISTANCE OF HIGH-SPEED VESSELS**

**ЕФЕКТИВНІСТЬ КОРМОВОЇ ПРОФІЛЬОВАНОЇ ВІЙМКИ  
ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ОПОРУ ВОДИ РУХУ ШВИДКІСНИХ СУДЕН**

**DOI 10.15589/SMI20180210**

**Yuriy M. Korol**

Ю. М. Король, канд. техн. наук, доц.

yuriy.korol@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0001-6588-7798

**Julia S. Bodnarchuk**

Ю. С. Боднарчук, асп.

julka.bodnar4uk@gmail.com

ORCID: —

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** It is proposed to install a stern profiled recess on the wetted surface of a high-speed vessel, the shape and location of which depends on the size of the body and the speeds used by it. This device changes the pressure distribution on the surface of the selected hull. In the middle recess, a vortex motion is created, in the middle of which the pressure is lowered, which makes it possible to reduce the thickness of the boundary layer. With the proper development of the parameters, the profiled recess can be used to reduce the ship's full resistance. This research was carried out in the software package Flow Vision for obtaining the visualization and the calculations, which confirm that using the proposed device allows to reduce the resistance of the body when moving it in a liquid.

**Keywords:** recess; surfaces; resistance; pressure.

**Анотація.** Досліджено питання про ступінь ефективності використання профільованої виїмки на поверхнях швидкісних суден спрямованої на зниження опору тіл при їх русі в рідині.

**Ключові слова:** виїмки; поверхня; опір; тиск.

**Аннотация.** Исследованы вопросы о степени эффективности использования профилированной выемки на поверхностях скоростных судов, направленной на снижение сопротивления тел при их движении в жидкости.

**Ключевые слова:** выемки; поверхность; сопротивление; давление.

### **References**

- [1] G. Novaka, Operational characteristics of small vessels [Text] / G. Novaka // Reference book about boats, cutters and engines. – L., 1982 - p. 85.
- [2] S. Devnin, Forces, effected into cylinder of the small lengthening [Text] / S. Devnin, // Aerohydro mechanics of the high-drag constructions. – L., 1983 – p. 101.
- [3] Katsumi, Aoki. Aerodynamic characteristics and flow pattern on dimples structure of a sphere [Text] / Koji Muto, Hiroo Okanaga and Yasuki Nakayama// 10th International Conference on Fluid Control, Measurements, and Visualization (17.08-21.08.2009).Moscow 2009.,pp.7-10
- [4] Y. Korol, Canonical type of the solid bodies movement in the liquid general equations [Text] / Y. Korol , // NUS Collection of scientific works – Mykolaiv: NUS, 2010. – №5 (434). – pp. 19 – 26.

**Problem statement.** The most modern cutters move at speeds corresponding to the transition or the planning regime. The planning motion mode uses the most of the small size vessels (boats, cutters, hydro cycles), small passenger speed boats, torpedo and anti-submarine boats, fire and rescue boats. Due to the widespread use of this type of vessels, the reduction of the resistance of the movement in the fluid is one of the main directions of their development. The installation of the fodder profiled slots will affect the resistance of the vessels. With the right choice of dimensions and their location, they will affect the thickness of the boundary layer, as well as contribute to the redistribution of the pressure on the surface of the ship's hull.

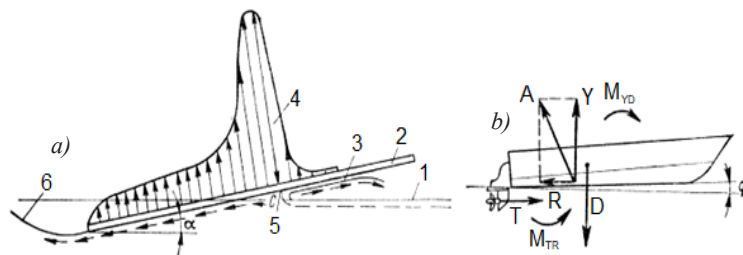
**Latest researches and publications analysis.** An analysis of the existing publications on the main trends in the high-speed fleet development showed that the "deep V" type due to the successful combination of the operational qualities, combined with the simplicity of the hull structure will dominate in the coming years. Today, the active research is being carried out and the fluids are used which allow to improve the stability of the vessel during her movement, to damp rolling and pitching, to lower the wetted surface of the hull, and, consequently,

the resistance to the vessel movement. The active introduction of the cutter mechanization systems can also be observed as a consequence of the widespread expansion of the compact systems of the electronic control. All these described above trends require the significant complication of the vessel construction technology or the significant energy and the financial costs.

**THE ARTICLE AIM.** The purpose of this paper is to study the efficiency of the recess that changes pressure distribution on the bottom surface of a high-speed vessel.

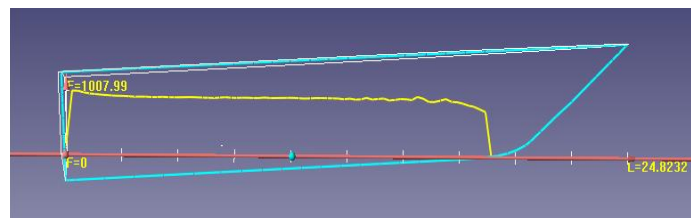
**Basic material.** While planning the ship is situated above the surface of the water touching it with a small bottom area only. It is maintained in this position due to the hydrodynamic pressure that occurs as the reaction is thrown down the masses of the water and the current on the wetted area of the bottom. The main forces scheme on the bottom of the gliding boat is shown on Fig.1.

When a profiled slot is installed on the surface of the planning vessel, a macro vortex is formed, in the middle of which the velocity decreases, due to which the pressure in the centre decreases. The distribution of the viscous strength along the surface of the planning vessel is shown on Fig. 2–3.

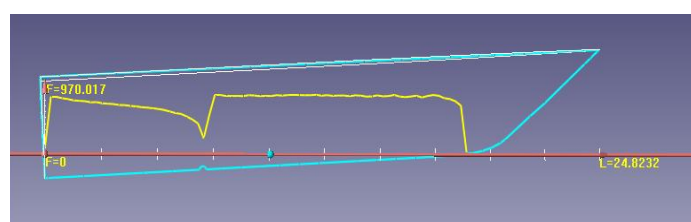


**Fig. 1.** Scheme of the hydrodynamic pressure effect on the planning plate (a) and the force on the bottom of the planning cutter (b) [1].

1 — a water surface; 2 — a plate; 3 — a bird stream that is thrown away; 4 — a diagram of the hydrodynamic pressure; 5 — a point C, in which the flow rate equals to 0, and the pressure has the maximum value; 6 — a wave cavity.



**Fig. 2.** Distribution of viscous strength along the surface of the planning vessel



**Fig. 3.** Distribution of viscous strength along the surface of the planning vessel with a recess

Considering the picture of the distribution of the viscous strength along these hulls, we can conclude that the recess on the hull of the vessel changes the nature of pressure on the surface of this hull.

In order for the recess to affect the resistance of the vessels, their size must exceed the permissible roughness in the equation:

$$h_{sa} = (100 \cdot \nu) / \vartheta,$$

where  $\nu$  — is the kinetic coefficient of viscosity of the liquid [m<sup>2</sup>/s],  $\vartheta$  – the speed of the ship [m/s], in this case, the recess will affect the redistribution of the pressure [2].

To study the effectiveness of the profiled recessed surfaces on the high-speed vessels, two variants of boats with slots were examined (see Fig. 4). In both cases, the diameter of the recess was taken 7.8% of the board height. The location in the first case is  $\bar{l}_v = 0,73$  of the length of the vessel starting with the bow perpendicular ( $\bar{l}_v = l_v / L_{nb}$ ), in the second by  $\bar{l}_v = 0,65$ .

The main characteristics of the enclosure surface are the following:

- length of the ship —  $L_{nb} = 25$  m;
- width of the ship —  $B = 6$  m;
- the ship's height —  $H = 4$  m;
- draft ship —  $d = 1$  m.

The calculation was carried out in the CFD package "FlowVision". Boxing and solid-state models of the planning vessels were created in the SolidWorks CAD

system and were stored in STL format. The planning hull model was loaded into FlowVision through a moving hull filter. A mathematical "free surface" model was chosen, in which the Reynolds equation will be supplemented by equations of the k-ε model of the turbulence and the equation for the function VOF, which simulates the free surface. The initial mesh had 152181 cells and the 2nd level of the adaptation of the grid near the solid surface of the hull was given. In the case of calculations of the planning vessel with a recess, the local grinding of the grid in the vicinity of the hole was performed.

At first, all hulls were examined under the same conditions, without taking into account the effect of free surface. This calculation is made as a preliminary analysis of the effect of a recess on a planning vessel, due to the suitable long time required to calculate the model with a free surface. Below is a table of coefficient dependence of motion resistance of planning vessel from the number of Reynolds (Tab. 1).

Then all the hulls were examined under the same conditions, taking into account the free surface effect. Below is a graph of the vessel's resistance coefficient dependence from the Reynolds number (Fig. 5).

During the graph analysis, we can conclude that at increased speed the effect of the recess shows a better result than at low speeds. The pressure distribution along the surface of the planning vessel is shown on Fig. 6–7.

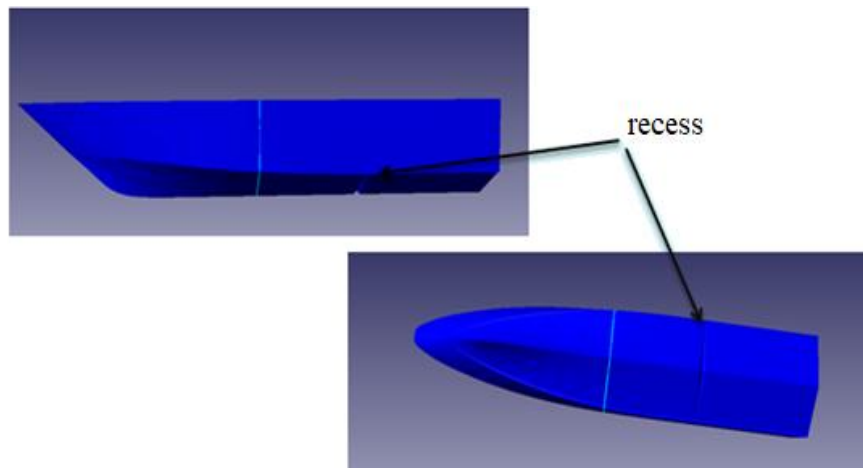


Fig. 4. The hull of the gliding vessel with the installed recess

Table 1. A graph of the dependence of the planning vessel motion resistance coefficient from the number of Reynolds

Re · 10 <sup>-6</sup> [κH]	C <sub>r</sub> (a smooth hull)	The location recess	
		C <sub>r</sub> when $\bar{l}_v = 0,73$	C <sub>r</sub> when $\bar{l}_v = 0,65$
111,47	0,0125	0,0089	0,0088
143,3	0,0124	0,0090	0,0089
238,85	0,0124	0,0100	0,0097
318,47	0,0137	0,0109	0,0106
398,089	0,0123	0,0100	0,0094
477,71	0,0122	0,0098	0,0091
557,33	0,0122	0,0097	0,0088

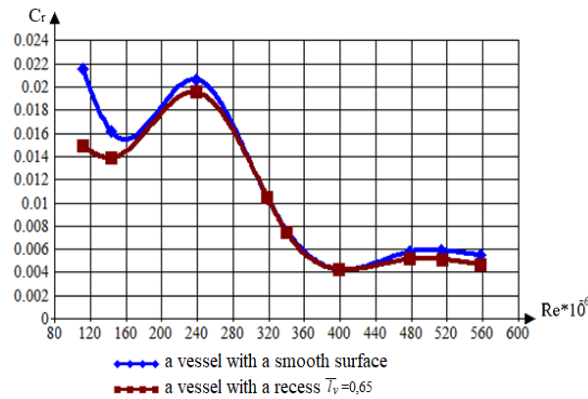


Fig. 5. A graph of the motion resistance dependence of planning vessel on the Reynolds number, taking into account the effect of free surface

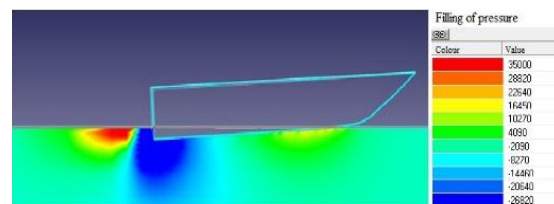


Fig. 6. Pressure distribution along the planning vessel surface

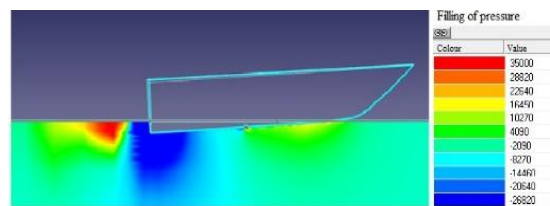


Fig. 7. Pressure distribution along the planning vessel surface with a recess

**CONCLUSIONS.** In this paper one of the ways of controlling the boundary layer was considered in order to reduce the high-speed vessels resistance on the surface. The task was to create projects in the Flow Vision software system and perform the calculations for a smooth surface and a surface with the fitted recess. A large num-

ber of verifications of the size, number and location of the profile recess on the surface of a high-speed vessel was carried out to achieve their optimum size. In the future, it is planned to study the effectiveness of using the recess, in conjunction with other methods of reducing resistance.

### Список літератури

- [1] **Новака, Г.М.** Эксплуатационные качества малых судов [Текст] / Г.М. Новака // Справочник по катерам, лодкам и моторам. – Л., 1982 - С. 85.
- [2] **Девнин, С.И.** Силы, действующие на цилиндр малого удлинения [Текст] / С. И. Девнин // Аэрогидро- механика плохообтекаемых конструкций. – Л., 1983 – С. 101.
- [3] **Katsumi, Aoki.** Aerodynamic characteristic and flow pattern on dimples structure of a sphere [Text] / Koji Muto // Hiroo Okanaga and Yasuki Nakayama. – Flucom 2009. – P. 7.
- [4] **Король Ю. М.** Канонический вид общих уравнений движения твердых тел в жидкости [Текст] / Ю. М. Король, // 36. наук.праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2010. – №5 (434). – С. 19 – 26.

© Ю. М. Король, Ю. С. Боднарчук

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. *В. О. Некрасов*

УДК 629.5.024.715

## RESEARCH OF THE OPERATION OF THE SCREW PROPELLER ON THE BASIS OF THE NONSTATIONARY THEORY OF THE LIFTING SURFACE

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГРЕБНОГО ГВИНТА  
НА ОСНОВІ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ТЕОРІЇ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ

DOI 10.15589/SMI20180211

Mykhaylo G. Sokolyk

М. Г. Соколик, канд. техн. наук, доц.  
mihail.sokolik@gmail.com

ORCID: 0000-0003-4208-9253

Viktor F. Tymoshenko

В. Ф. Тимошенко, канд. техн. наук, доц.  
vftim@rambler.ru

ORCID: 0000-0003-1938-7594

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** A numerical model marine propeller at oblique flow, as based on unsteady lifting surface to applied Vortex Lattice Method (VLM) are discussed. The propeller's blades vortices and free trailing vortex sheet was replaced on vortex loops. Because the propeller's blades an oblique flow moves unsteady, then result thrust, torque and lateral force are varying in angle of rotation of the propeller. Lateral force has same direction as the lateral velocity component. In order to calculate, estimate degree of influence on thrust, torque and lateral force propeller at oblique flow. According to the proposed mathematical model (MM), has been studied numerically acting oblique flow at various angles flow. There is a noticeable increase propeller thrust coefficient and lateral force coefficient with increasing bevel angle, however, the change propeller torque coefficient is insignificant. The results calculation hydrodynamic forces for different angels flow at every instantaneous time are compared with works others authors. A mathematical model of a propeller operating in oblique flow, based on an unsteady lifting surface, allows one to estimate the magnitude of the variables per revolution of forces acting both on the propeller blade and on the screw as a whole. This MM can be used as a tool to study the hydrodynamics of propellers operating in oblique flow.

**Keywords:** marine propeller; oblique flow; unsteady lifting surface; Vortex Lattice Method; vortex loops; hydrodynamic forces.

**Анотація.** Наведена математична модель (ММ) гребного гвинта в косому потоці, яка побудована на основі нестационарної теорії несучої поверхні з використанням методу дискретних вихорів. Вихрова система гребного гвинта включає приєднані, замкнуті вихрові контури, які моделюють лопаті і розподіляються дискретно по гвинтових поверхнях з кроком, що враховує режим помірного навантаження, тілесність лопаті і поперечну компоненту швидкості. Пелена вільних вихорів заміщається замкнутими вихровими контурами (рамками), в кожен момент часу, що сходять услід, за гвинтом. При визначенні в кожному кутовому положенні лопаті циркуляцій нестационарних приєднаних вихрових рамок і вільних вихорів, виконувалися граничні умови на поверхні лопаті, дотримувалися, замкнутість вихрових систем і гіпотеза Чаплигіна-Жуковського в точках сходу вихрових завіс. Система лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР), складена на основі, умови непроникності поверхні лопаті гребного гвинта, дозволила знайти циркуляції приєднаних вихорів в залежності від кутового положення лопаті або на кожному часовому кроці. За допомогою побудованої (ММ) було проведено чисельне вивчення дії косоного потоку на роботу гребного гвинта для різних кутів течії. Гідродинамічні сили, що діють на гребний гвинт в косому потоці, визначалися у формі, безрозмірних коефіцієнтів, а саме, коефіцієнтів: упору, моменту і поперечної сили. За допомогою побудованої (ММ) було проведено чисельне вивчення дії косоного потоку на роботу гребного гвинта при різних кутах натікання, які можуть виникати в умовах експлуатації суден, обладнаних азіподами. Подані результати розрахунків гідродинамічних сил на гвинті, у формі безрозмірних коефіцієнтів для різних кутових положень лопаті за оборот з урахуванням скося потоку, а також порівняння їх з результатами робіт інших авторів.

**Ключові слова:** гребний гвинт; косий потік; нестационарна несуча поверхня; метод дискретних вихорів; вихрові рамки; гідродинамічні сили.

**Аннотация.** Приведена математическая модель (ММ) гребного винта в косом потоке, построенная на основе нестационарной теории несущей поверхности с использованием метода дискретных вихрей. Вихревая система гребного винта включает присоединенные, замкнутые вихревые контуры, которые моделируют лопасти и распределяются дискретно по винтовым поверхностям с шагом, учитывающим режим умеренной нагрузки, телесность лопасти и поперечную компоненту скорости. Пелена свободных вихрей замещается замкнутыми вихревыми контурами (рамками), в каждый момент времени, сходящими в след, за винтом. При определении в каждом угловом положении лопасти циркуляций нестационарных присоединенных вихревых рамок и свободных вихрей, выполнялись граничные условия на поверхности лопасти, соблюдались, замкнутость вихревых систем и гипотеза Чаплыгина-Жуковского в точках схода вихревых пелен. Система линейных алгебраических уравнений (СЛАУ), составленная на основе, условия непроницаемости поверхности лопасти гребного винта, позволила найти циркуляции присоединенных вихрей в зависимости от углового положения лопасти или на каждом временном шаге. Гидродинамические силы, действующие на гребной винт в косом потоке, определялись в форме, безразмерных коэффициентов: упора, момента и поперечной силы. С помощью построенной (ММ) было проведено численное изучение действия косоугольного потока на работу гребного винта при различных углах натекания, которые могут возникать в условиях эксплуатации судов, оборудованных азиподами. Представлены результаты расчетов гидродинамических сил на винте, в форме безразмерных коэффициентов для различных угловых положений лопасти за оборот с учетом скоса потока, а также сравнение их с результатами работ других авторов.

**Ключевые слова:** гребной винт, косой поток, нестационарная несущая поверхность, метод дискретных вихрей, вихревые рамки, гидродинамические силы.

## References

- [1] Belotserkovskiy S.M., Nisht M.I. *Otryvnoe i bezotryvnoe obtekanie tonkikh krylev idealnoy zhidkostyu*. [Tear-off and wrap-around flow of thin wings with inviscid fluid]. Moscow, Nauka Publ., 1978.
- [2] Gofman A.D. *Dvizhitelno-rulevoy kompleks i manevrirovaniye sudna. Spravochnik*. [Propulsion-steering complex and maneuvering vessel]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1988. 360 p.
- [3] Bavin V.F., Zavadvoskiy N.Yu., Yu.L. Levkovskiy Yu.L., V.G. Mish-kevich V.G. *Grebnye vinty. Sovremennye metody rascheta*. [Screw Propellers. Modern methods of calculation]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1983. 296 p.
- [4] Krutikov V.S., Sokolik M.G. *Modelirovaniye nestatsionarnoy vikhrevoy peleny za grebnym vintom v kosom potoke*. [Simulation of unsteady vortex sheet behind the propeller in an oblique flow]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2010, issue 6(435), pp.15 – 21.
- [5] Sokolik M.G. *Uchet telesnosti lopasti v matematicheskoy modeli grebnogo vinta, postroennoy na osnove teorii nesushchey poverkhnosti*. [Accounting real geometry of the blade in the mathematical model of the propeller, built on the basis of the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2009, issue 1(424), pp. 26–31.
- [6] Sokolik M.G. *Issledovaniye gidrodinamiki umerenno nagruzhennogo grebnogo vinta s primeneniem teorii nesushchey poverkhnosti*. [The study of the hydrodynamics of a moderately loaded propeller, using the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2009, issue 2 (425), pp. 39–44.
- [7] Sokolik M.G. *Issledovaniye raboty grebnogo vinta v kosom potoke na os-nove teorii nesushchey poverkhnosti*. [Study of the work of the propeller in an oblique flow based on the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2010, issue 1(430), pp. 3–9.
- [8] Ed. by Voitkounski. *Spravochnik po teorii korablya*. [Ship Theory Handbook]. Vol. 1. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1985. 768 p.
- [9] V.E. Baskin, L.S. Vildgrube, Ye.S. Vozhdaev, G.I. Maykapar. Ed. by A.K. Martynov. *Teoriya nesushchego vinta*. [Theory of lifting propeller]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 364 p.
- [10] Dirk H Renick. Unsteady Propeller Hydrodynamics. Partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy at the MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY. June 2001, 133p. <http://libraries.mit.edu/docs>.
- [11] Ikehata Mitsuhiisa, Ando Masahiro, Maruo Hajime. The Analysis of Unsteady Characteristics of Marine Propeller in Harmonic Wake by Vortex Lattice Lifting - Surface Model. "Rept. Chalmers Univ. Technology Dep. of Ship Hydromech" Gothenburg, 1984, N~68, pp. 54 – 67.
- [12] C.Kawakita, T.Hoshino. Design System of Marine Propellers with New Blade Section. (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Japan) //Twenty-Second Symposium on Naval Hydrodynamics (2001).
- [13] H. Gassemi. The Effect of Wake Flow and Skew Angle on the Ship Propeller Performance. Sharif University of Technology, April, 2009. Transaction B: Mechanical Engineering. Vol. 16, No. 2, pp. 149 – 158.



[14] Spyros A. Kinnas, HanSeong Lee, and Yin L. Young. Modeling of Un-steady Sheet Cavitations on Marine Propeller Blades. University of Texas at Austin, Austin, Texas, USA. International Journal of Rotating Machinery, 9: 263 – 277, 2003.

[15] Dubbioso G., Muscari R., Mascio A. Analysis of the performances of a marine propeller operating in oblique flow. Computers & Fluids., vol. 75, pp. 86 – 102.

**Problem setting.** In real conditions the operation of the screw propellers (SP) is possible in the nonuniform field of speed and in the oblique flow. It is typical for the ships which are equipped by the azipods. During study of (SP) operation in such conditions, it is appropriate to use the nonstationary theory of the lifting surface for the studying of these screws hydrodynamics. The airflow of the screw propeller blades by the steady oblique flow will be nonstationary and as the resultant support and the hydrodynamic moment are changing in accordance with the blade turning angle  $\theta_n$ , counted from the vertical position. The transverse force is appeared in this case, directed in the same direction like the side component of speed. The mathematical model of the screw propeller which operates in the oblique flow has been built on the base of the nonstationary theory of the lifting surface in the limits of the ideal liquid with the use of the method of the discrete vortexes. At the assessment of the efficiency of the screw propellers operation in the case of the oblique inleakage, the limitation of the experimental researches, including the use of CFD — sets shows the necessity of the use of the theoretical methods. The theoretical research of the screw propeller hydrodynamic forces on the base of the nonstationary theory of the lifting surface during operation in the oblique flow is of the scientific interest and it is actual.

**Analysis of the latest researches and publications.** The following works [9, 4, 13] should be noted among the works of such direction because the serious analysis of the marine screws nonstationary characteristics with use of the lifting surface in the oblique flow model (without the flow curvature). In works [14] the nonstationary nonlinear theory of the lifting surface has been used for the studying of the cavitating screw propellers hydrodynamics in the straight flow. As it was noted in [7], the theory of the main lift rotor in the oblique flow, introduced in the works [9], to use for the studying of the screw propellers in full volume is not possible. The active use of the sets CFD for the projecting of the screw propellers is observed in the last years. The analysis of the screw propeller hydrodynamic characteristics which operates in an oblique flow, with use of the medium OpenFOAM, has been given in work [15].

The theoretical research of the hydrodynamic forces on the screw propeller on the base of the nonstation-

ary theory of the lifting surface during operation in the oblique flow is of the scientific interest. It is actual.

**Object, subject, methods.** In this article, *the object of the research* is the ship, equipped by the azipods or by the steering columns and also by the floating drilling platforms .

*The subject of the research* is the screw propeller which can operate in the oblique flow on the ship. It gives the change of the hydrodynamic forces: the support and the moment, and also the appearance of the transverse force, acting on the screw. These moments are necessary to take into account for the ship safety during her manoeuvring or the positioning of the floating drilling platforms.

*The methods of research.* The knowledge of the ship theory, the propulsive quality of ship, the wing theory and the vortex theory, the methods of the discrete vortexes and the methods of the nonstationary theory of the lifting surface are used. It allows to simulate efficiently the screw propeller operation in the oblique flow.

**THE ARTICLE AIM** — is to built the mathematical model of the screw propeller, which operates in the oblique flow on the base of the nonstationary theory of the lifting surface with use of the Discrete Vortex Models (DVM) in the regime of the moderate load and the simulation of the blade solid by the system of the resources-outflows. On the base of the mathematical model, the effect of the flow on the hydrodynamic forces (HF), is valued at the different angles of the bevel.

**Basic material.** The airflow of the screw propeller (SP) blades by the uniform oblique flow will be nonstationary, and as result, the resultant support and the hydrodynamic moment are changing in accordance with the blade turning angle  $\theta_n$ , which is counted from the vertical position. At the same time, the transverse force, directed into the same direction as the side component of speed will appeared.

The mathematical model (MM) of the screw propeller, operating in the oblique flow, has been built on the base of the nonstationary theory of the lifting surface, in the limits of the ideal liquid. In MM the materials of this author earliest works [4–7] have been used. The vortex scheme of the screw in the regime of the moderate load, the transverse component of speed and the blade solid have been take into account.

The vortex system of the screw propeller includes the jointed, closed vortex circuit, which model the blades and spread discretely on the screw surfaces with interval which is equal to  $P(r) = 2\pi r \tan \beta_p$ , where  $r$  — is the radial coordinate on the blade vortex surface;  $\beta_p$  — the angle of the inductive advance. In the trace will income the closed vortex circuit(frames) with the angle of the spiral line rise  $\beta_p^n$  in each moment of time, which is in accordance with the blade turning into the angle  $\Delta\theta$ , and it is the difference between nonstationary and quasi-stationary model.

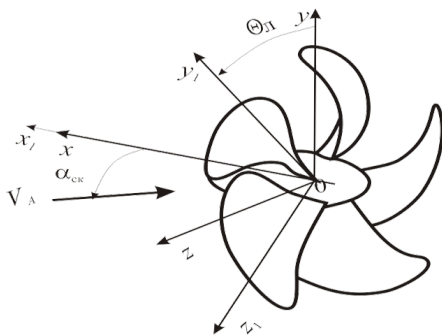
We introduce, as in [7], the right Cartesian coordinate system  $Oxyz$ , and the connected with the blade system of coordinate  $Ox_1y_1z_1$ , which rotates with the angle speed  $\Omega$ . The axis  $Ox$  and  $Ox_1$  and the beginning of the coordinate of these systems are the same, and we direct them on the axis of SP towards the leaked-in flow  $V_A$  under angle of bevel  $\alpha_{ck}$  (Fig. 1). The number of  $Z$  blade — the blade screw is  $n$  ( $n = 0, 1, 2, \dots, Z - 1$ ).

As it was noted in [7], at the oblique inleakage into the screw depending on the angle position of the blade  $\theta_{n1}$ , the angle of the inductive advance will be changed  $\beta_p^n$ , and the blade section angle of attack. We will have the following formula taking into account the leaked-in flow angle of bevel  $\alpha_{ck}$ , speed transverse component  $\bar{V}_A \sin \alpha_{ck}$  and the blade angle position  $\theta_n$ :

$$\beta_p^n = a \tan \left( \frac{\bar{V}_A \cos \alpha_{ck} + \bar{w}_{x1}}{\bar{r} - \bar{w}_{\theta 1} - \bar{V}_A \sin \alpha_{ck} \cos \theta_n} \right),$$

where the received axial  $\bar{w}_{x1}$  and circular velocity  $\bar{w}_{\theta 1}$ , in the screw disk, will be calculated to the first approximation in accordance with the theory of the lifting line, [3];  $\bar{V}_A = \frac{V_A}{\Omega R}$  — the relative speed of the flow, leaked-in on the screw under angle of bevel.

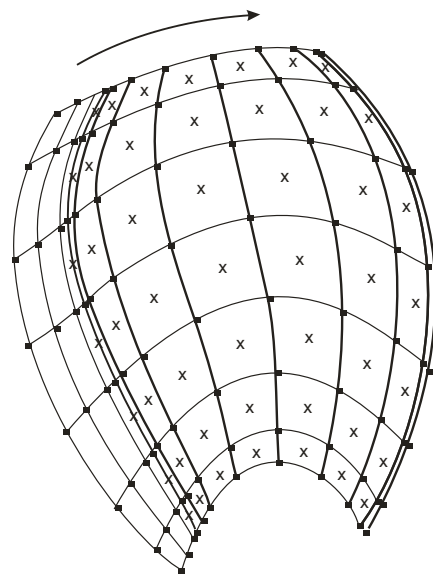
As we know, during the numerical solving of the nonstationary tasks, the continuous process of changing during the time of the boundary conditions and the hydrodynamic forces on the lifting surfaces will be changed



**Fig. 1.** Screw propeller coordinates systems at the oblique inleakage

by the gradation process. In this case, we think that, the jump changing of the boundary conditions and the forces on the blade of SP in some moments of time, that in accordance with the different angle positions of the blade  $\theta_n = \theta_{n1}, \theta_{n2}, \dots, \theta_{n\tau S}$  ( $ts = 0, 1, 2, \dots, \tau S$ ). The specified above boundary conditions and the forces are the continuous in the intervals between these angle positions  $\Delta\theta$ . For the definition of the circulation of the nonstationary added frames in each blade angle position and free vortex it is necessary to execute the boundary conditions on the blade surface, to have the closure of the vortex systems and Chaplugin–Joukowski hypothesis in the points of the vortex cover escape. The vortex system of SP in the proposed mathematical model has been built as the following: the discrete added vortex circuit, which simulate the blade of SP and the flame of the free convergent vortex, changed as in [4, 9] by the closed vortex circuit (frames). During the turning of the blade on the angle  $\Delta\theta$  ( $\Delta\theta = \Omega \cdot \Delta t$ ,  $\Omega$  — is the angle speed of SP), that it is in accordance with the discrete step by time  $\Delta t$ , and the angle positions are the following and sequentially:  $\theta_{n1} = \Delta\theta, \theta_{n2} = 2\Delta\theta, \dots, \theta_{n\tau S} = ts\Delta\theta$  in the trace behind the screw the vortex circuit will be formed, received by the longitudinal and transverse vortex, induced by the boundary conditions change during some time (Fig. 2).

The blade  $n$  is changing by the vortex lattice, compounded from the radial added and free vortex, creeping along the chord and forming the vortex frame in whole, (Fig. 2). These added vortex frames are placed in the limits of the cells, received by the division of the blade in accordance with the span (radius) on the panel —  $p$ , and in accordance with the chord — the division into compartments —  $q$ , [7]. In accordance with the supposition of



**Fig. 2.** The added blade vortex free frame in the trace behind the screw propeller

the linear theory, the boundary condition of the impermeability has been used on the close screw surface — the support surface, i.e. the variable step along the radius, in our case, from the blade surface. The control points, as the joints points, are places on the support surface with the variable step (in accordance with the rule «Cos»), as in accordance with the hob and in accordance with the blade chord [12].

In the specified below formulas the linear dimensions are relative to the screw radius  $R$ , the speed — to  $\Omega R$ , and the circulation — to  $\Omega R^2$ , where  $\Omega$  — is the angle speed of the screw rotation.

The radial coordinates of the control (index is  $-j$ ) and joint points (index is  $-pq$ ) in accordance with the blade hob:

$$\begin{aligned} \bar{r}_j &= \frac{r_j}{R} = \frac{1}{2}(1 + \bar{r}_b) - \frac{1}{2}(1 - \bar{r}_b) \cos \alpha_j, \\ \alpha_i &= \frac{i+1}{M+1} \pi, \quad i = 0, 1, 2, \dots, M-1, \\ \bar{r}_{pq} &= \frac{r_{pq}}{R} = \frac{1}{2}(1 + \bar{r}_b) - \frac{1}{2}(1 - \bar{r}_b) \cos \alpha_p, \\ \alpha_p &= \frac{2p-1}{2(M+1)} \pi, \quad p = 0, 1, 2, \dots, M, \end{aligned} \quad (1)$$

where  $\bar{r}_b$  — a relative radius of the screw propeller hob;  $M$  — a quantity of the panels in accordance with the blade span.

The coordinates of the control (index is  $-j$ ) and joint points (index is  $-pq$ ) in accordance with the screw propeller blade chord:

$$\begin{aligned} s_{ji} &= s_L - \frac{1}{2} \bar{b}_{jk} (\bar{r}_j) \cos \beta_{jk}, \quad \beta_{jk} = \frac{q}{N} \pi, \\ k &= 0, 1, 2, \dots, N-1; \\ s_{pq} &= s_L - \frac{1}{2} \bar{b}_{pq} (\bar{r}_{pq}) (1 - \cos \beta_{pq}), \quad \beta_{pq} = \frac{(2(k+1)-1)}{2N} \pi, \\ q &= 0, 1, 2, \dots, N, \end{aligned}$$

where  $\bar{b}_{j,pq}(\bar{r}_j, pq) = \frac{b_{j,pq}(r_j, q)}{R}$  — a relative breadth of the screw propeller blade;

$s_L$  — a relative coordinate of the incoming edge;

$N$  — a quantity of the frames (compartments) in accordance with the chord.

Cartesian coordinates of the control and joint points, in accordance with the [7], but take into account the scheme of the moderate load screw, are the following:

$$\bar{x}_j = -\bar{r}_j \theta_j \tan \beta_I; \quad \bar{y}_j = \bar{r}_j \cos \theta_j; \quad \bar{z}_j = \bar{r}_j \sin \theta_j.$$

The coordinates of the lattice joints on the blade of SP:

$$\begin{aligned} \bar{x}_{pq} &= -\bar{r}_{pq} \theta_{pq} \tan \beta_I; \quad \bar{y}_{pq} = \bar{r}_{pq} \cos(\delta_n - \theta_{pq}); \\ \bar{z}_{pq} &= \bar{r}_{pq} \sin(\delta_n - \theta_{pq}), \end{aligned} \quad (2)$$

where  $\tan \beta_I = \frac{\bar{V}_A \cos \alpha_{ck} + \bar{w}_{x1}}{\bar{r} - \bar{w}_{\theta 1} - \bar{V}_A \sin \alpha_{ck} \cos \theta_{\pi}}$  — it is in case

of the oblique inleakage, are calculated in accordance with the scheme of the moderated load screw, and the axial  $\bar{w}_{x1}$  and circular velocity  $\bar{w}_{\theta 1}$ , received speed in the screw disk, are calculated at the first approximation in accordance with the theory of the lifting line, [3];

$\bar{V}_A = \frac{V_A}{\Omega R}$  — the relative speed of the leaked — in

flow on the screw under the bevel angle;

$\delta_n = n \frac{2\pi}{Z}$ ,  $n = 0, 1, 2, \dots, Z-1$  — the angular displacement of  $n$ -th blade.

The coordinates of the closed vortex cords joints will be on the free cover of SP. They are calculated in accordance with Eulerian equation of motion.

We consider that the vortex added frames and they are in the trace, have been built from the rectilinear vortex segments, which connect four joint points on the blade and on the free cover. The inductive speed of this vortex are calculated by Biot-Savart law, in accordance with [9]. It was recorded, taking into account the accepted coordinate system. They are in accordance with the following expressions:

$$\begin{aligned} \bar{u}_{X, jipq} &= \frac{1}{4\pi} (\Delta \bar{y}_Q \Delta \bar{z}_P - \Delta \bar{z}_Q \Delta \bar{y}_P) I_S, \\ \bar{u}_{Y, jipq} &= \frac{1}{4\pi} (\Delta \bar{z}_Q \Delta \bar{x}_P - \Delta \bar{x}_Q \Delta \bar{z}_P) I_S, \\ \bar{u}_{Z, jipq} &= \frac{1}{4\pi} (\Delta \bar{x}_Q \Delta \bar{y}_P - \Delta \bar{y}_Q \Delta \bar{x}_P) I_S, \end{aligned} \quad (3)$$

where

$$\Delta \bar{x}_Q = \bar{x}_{p+1, q} - \bar{x}_{pq}, \quad \Delta \bar{y}_Q = \bar{y}_{p+1, q} - \bar{y}_{pq},$$

$$\Delta \bar{z}_Q = \bar{z}_{p+1, q} - \bar{z}_{pq};$$

$$\Delta \bar{x}_P = \bar{x}_j - \bar{x}_{pq}, \quad \Delta \bar{y}_P = \bar{y}_j - \bar{y}_{pq}, \quad \Delta \bar{z}_P = \bar{z}_j - \bar{z}_{pq},$$

$$I_S = \frac{1}{ac - b^2} \left( \frac{a-b}{\sqrt{a-2b+c}} + \frac{b}{\sqrt{c}} \right),$$

$$a = \Delta \bar{x}_Q^2 + \Delta \bar{y}_Q^2 + \Delta \bar{z}_Q^2, \quad b = \Delta \bar{x}_Q \Delta \bar{x}_P + \Delta \bar{y}_Q \Delta \bar{y}_P + \Delta \bar{z}_Q \Delta \bar{z}_P,$$

$$c = \Delta \bar{x}_P^2 + \Delta \bar{y}_P^2 + \Delta \bar{z}_P^2.$$

Then the singular components of speed, induced by the vortex frame in the control points, on the blade will be the following expressions:

$$\begin{aligned} \bar{u}_{X, jipq}^{\oplus} &= \bar{u}_{X, jiq} - \bar{u}_{X, ji, q+1} + \bar{u}_{X, jip} - \bar{u}_{X, jip+1}, \\ \bar{u}_{Y, jipq}^{\oplus} &= \bar{u}_{Y, jiq} - \bar{u}_{Y, ji, q+1} + \bar{u}_{Y, jip} - \bar{u}_{Y, jip+1}, \\ \bar{u}_{Z, jipq}^{\oplus} &= \bar{u}_{Z, jiq} - \bar{u}_{Z, ji, q+1} + \bar{u}_{Z, jip} - \bar{u}_{Z, jip+1}, \end{aligned} \quad (4)$$

The full speed (in the dimensionless form) for each control point  $P_{ji}$  can be written in accordance with (12), like the sum of the inductive speeds from the blade vortex frames, the free vortex frames, convergent into the

flow  $\bar{w}^F$ , received by the speed from the sources  $\bar{W}_{ji}^S$ , the full  $ji$  relative speed of the external flow  $\bar{V}_{ji}^I$ :

$$\bar{V}_{ji}^I = \bar{W}_{ji}^{blade} + \bar{W}_{ji}^F + \bar{W}_{ji}^S + \bar{V}_{ji}^I, \quad j = 0, 1, \dots, M-1, \quad i = 0, 1, \dots, N-1. \quad (5)$$

The speed, induced in the control point  $P_{ji}$  by the system of the added blade vortex in accordance with [12] can be written by the equation

$$\bar{W}_{ji}^{blade} = \frac{\pi}{2N} \sum_{n=0}^{Z-1} \sum_{p=0}^{M-1} \bar{b}(\bar{r}) \sum_{q=0}^{N-1} \gamma_{pq} \bar{u}_{jipq}^{\oplus} \sin \beta_{jq}, \quad (6)$$

where  $\bar{u}_{jipq}^{\oplus}$  — the speed from the vortex circuit of the singular circulation  $\Gamma = 1$ , which includes two added vortexes between joints  $Q_{pq}$  and  $Q_{p+1,q}$  and two free vortexes, convergent from these joints along the chord.

The normal speed, induced by  $p$  th free vortex frame on  $ts$ -th interval in accordance with time in the control point  $P_{ji}$ :

$$\bar{W}_{jin}^F = \sum_{ts=1}^{\tau S} \sum_{p=0}^{M-1} \bar{u}_{pjin}^{\oplus} \Gamma_{pji}^{ts}, \quad (7)$$

where  $\bar{u}_{pjin}^{\oplus}$  — the singular normal speed (it is calculated in accordance with the equations (3, 4)), received by the convergent, on the  $ts$ -th interval in accordance with time by  $p$ -th free vortex frame in the control point, in accordance with its circulation  $\Gamma_{pji}^{ts}$ .

We project the full speed (5) of the normal to the support surface in the control points and we receive the system of the linear algebra equations (SLAE), received on the base of the screw propeller blade impenetrability condition, the solution of this allows to find the circulation of the added vortexes  $\Gamma_{pq}^{\theta}$  in accordance with the angular position of the blade  $\theta_n$  or on each time interval  $ts$ :

$$\sum_{n=0}^{Z-1} \sum_{p=0}^{M-1} \sum_{q=0}^{N-1} \left[ \left( \bar{u}_{X,jipq}^{\oplus B} - \bar{u}_{X,jipq}^{\oplus F} \right) n_{Ix} + \left( \bar{u}_{Y,jipq}^{\oplus B} - \bar{u}_{Y,jipq}^{\oplus F} \right) n_{Iy} + \left( \bar{u}_{Z,jipq}^{\oplus B} - \bar{u}_{Z,jipq}^{\oplus F} \right) n_{Iz} \right] \cdot \Gamma_{pq}^{\theta} = \left[ \bar{V}_{Rj} (\varphi_j - \beta_I^{\theta_n}) + \bar{V}_{Rj} \frac{\partial \eta_c}{\partial \xi} - \bar{w}_{qnj} \right] - \sum_{ts=1}^{\tau S} \sum_{p=0}^{M-1} \bar{u}_{pjin}^{\oplus} \Gamma_{pji}^{ts}, \quad (8)$$

where

$$n_{Ix} = \cos \beta_I / \Lambda_I; \quad n_{Iy} = -(D_I \cos \beta_I \cos \theta_j - \sin \beta_I \sin \theta_j) / \Lambda_I; \quad n_{Iz} = -(D_I \cos \beta_I \sin \theta_j + \sin \beta_I \cos \theta_j) / \Lambda_I; \quad \Lambda_I = \left( 1 + \cos^2 \beta_I D_I^2 \right)^{1/2}; \quad D_I = \theta_j d \lambda_I / d \bar{r};$$

$\lambda_I = \bar{r} \tan \beta_I^{\theta_n}$ ; the normal direction cosines to the support surface are written in accordance with [3] and [6];

$$\beta_I^{\theta_n} = \arctan \left( \frac{\bar{V}_A \cos \alpha_{ck} + \bar{w}_{x1}}{\bar{r} - \bar{w}_{\theta 1} - \bar{V}_A \sin \alpha_{ck} \cos \theta_{\pi}} \right) \quad \text{— the angle of the}$$

blade section inductive advance, which has turned into angle  $\theta_n$ , at the resultant velocity of the leaked-in flow, taking into account the transverse speed component  $\bar{V}_A \sin \alpha_{ck}$ :

$$\bar{V}_{Rj} = \sqrt{(\bar{V}_A \cos \alpha_{ck} + \bar{w}_{x1})^2 + (\bar{r} - \bar{w}_{\theta 1} - \bar{V}_A \sin \alpha_{ck} \cos \theta_{\pi})^2};$$

$\bar{u}_{X,Y,Z,jipq}^{\oplus F}$  — the inductive speeds from the free vortex frames of the singular circulation (the index is —  $F$ ), which cover the outgoing blade edge and they are included in accordance with [10], in the right part of SLAE (8).

The finding of the normal component of the received speed  $\bar{w}_{qnj}$  from the sources — the outflows and the derivative  $\frac{\partial \eta_c}{\partial \xi}$  of the distribution function, the ordinates of the profile section medium line in accordance with the coordinate  $\xi = 2\xi/b$ , has been described in [5].

The solution of SLAE (8) in each time interval (in accordance with angle of the blade turning  $\theta_n$ ), gives the circulations of the added vortexes  $\Gamma_{pq}^{\theta}$ , which allow to find the intensity of these vortexes  $\gamma_{pq}^{\theta}$ , and to find the inductive speeds in the points of the blade by use of (6), to find the inductive speeds from the free vortex frames (7) and calculate the forces, acting into the screw propeller.

During the finding of the nonstationary forces and the moment on the screw propeller, we use Kosh-La-grang integral in the dimensionless form [1]:

$$\Delta \bar{p} = 2 \left( \gamma w_{\text{OTH}} - \frac{\partial \Gamma}{\partial \tau} \right).$$

The use of it to the blade lifting surface, we will receive the expression which allows to find the hydrodynamic load on the element of the surface, covered by the added vortex frame:

$$\Delta \bar{p} = p(t) - p_{\infty} = \pi^2 \left( \Gamma_{pq}^{\theta} w_{\text{OTH}} - \frac{\Delta \Gamma_{pq}^{\theta}}{\Delta \theta} \right). \quad (9)$$

Then the nonstationary hydrodynamic forces ( $F_x, F_y, F_z$ ) and the moment  $M_x$ , acting into the screw propeller, are introduced by the following equations [13]:

$$F_x(t) = T(t) = \int_S (p(t) - p_{\infty}) n_x dS, \quad F_y(t) = \int_S (p(t) - p_{\infty}) (n_y \cos(\Omega t) - n_z \sin(\Omega t)) dS, \quad F_z(t) = \int_S (p(t) - p_{\infty}) (n_z \cos(\Omega t) - n_y \sin(\Omega t)) dS, \quad M_x(t) = Q(t) = \int_S (p(t) - p_{\infty}) (n_y z - n_z y) dS, \quad (10)$$

where  $\vec{n} = (n_x, n_y, n_z)$  — the normal to the blade support surface .

The coefficient of the stop  $K_T^II$  and the moment  $K_Q^II$  of the screw propeller blade, turning in each moment of time into the angle  $\theta_{\pi}$ , during the operation in the oblique flow:

$$K_T^II = \frac{T^II(t)}{\rho n^2 D^4}; \quad K_Q^II = \frac{Q^II(t)}{\rho n^2 D^5}. \quad (11)$$

In this work, the coefficient of the tangential force  $K_Z^II$  on the blade surface element (in the plane of the screw disk) at the turning into the angle  $\theta_{\pi}$ , has been calculated on the formula:

$$K_Z^II = \frac{F_Z^II(t)}{\rho n^2 D^4}, \quad (12)$$

where  $\rho$  — the density of liquid;  $n$  — the frequency of the screw propeller rotating;  $D$  — the diameter of SP. The equation (12) allows to calculate the tangential force  $F_Z^II$  on the blade at different angular positions.

During operation of SP in the oblique flow, the transverse component of speed  $\bar{V}_A \sin \alpha_{ck}$ , leads to the appearance of the side stabilizing force of the same direction.

In accordance with the built theoretical model, the preliminary calculations of the dimensionless hydrodynamic characteristics of SP have been executed such as the coefficients of the following terms: a stop —  $K_T$ , a moment —  $K_Q$  and a tangential force —  $K_Z$  (of the series Z4–85:  $Z = 4$ ;  $A_E/A_0 = 0,85$ ;  $\bar{r}_b = 0,20$ ;  $e_0/D = 0,055$ ) depending on the blade quantity —  $Z$ , the disk relation  $A_E/A_0$ ,  $P/D(r)$  at the specified value  $P/D = 1,3$  for  $\bar{r} = 0,7$ , the relative conditional thickness —  $e_0/D$  on the axis of SP, at the flow oblique angles  $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ . At the use of the quasistationary model, to receive the same distributions of the specified above coefficients, (Fig. 3, 4) , is not possible.

At first,  $K_T$  and  $K_Q$  of SP in the oblique flow have been calculated, at the advance  $J = 0,30$ , for the comparison of them with diagram values [8], see table 1.

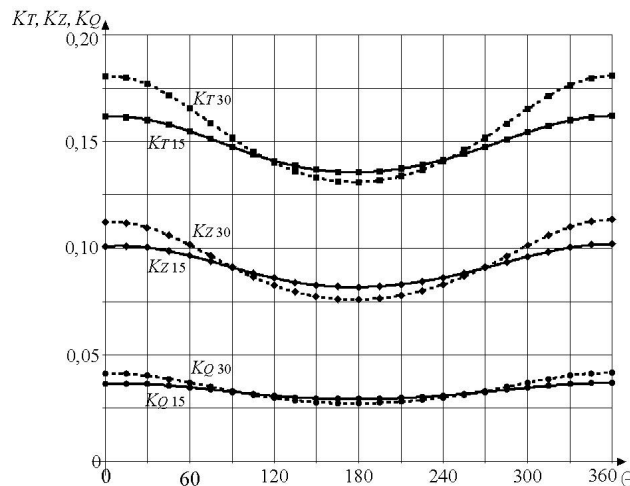


Fig. 3. The results of the following coefficients: the stop —  $K_T^II$ , the moment —  $K_Q^II$  and the tangential force —  $K_Z^II$  per one blade turn in the oblique flow:  $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ .

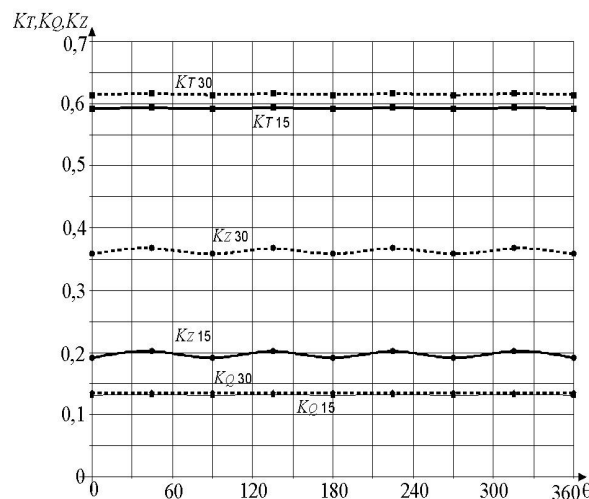


Fig. 4. The results of the following coefficients: the stop —  $K_T$ , the moment —  $K_Q$  and the transverse force —  $K_Z$  per one turn of the screw propeller in the oblique flow:  $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ .

**Table 1.** The comparison of  $K_T$  and  $K_Q$  GB of SP in the oblique flow with the diagram values

Hydrodynamic characteristics	$K_T$	$K_Q$
Calculation	0,529	0,1098
Diagram values, [8]	0,528	0,0987

Then  $K_T^H$  and  $K_Q^H$  of SP blade have been calculated at different angular positions  $\theta_{\alpha}$  and the flow bevel angles  $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ , Fig. 3. In accordance with the calculation results of the tangential force  $K_Z^H$ , coefficients, the screw transversal stabilizing force coefficients have been calculated. For the comparison of the calculation results, the formula in accordance the material [5], has been used, which has been received the dimensionless form in [7]:

$$K_{ZII} \approx 2,14 K_{QIII} \left[ 1 - \left( J/J_Q \right) \right] J \sin \alpha_{ck}; \quad (13)$$

where  $K_{ZII} = Y_E / \rho n^2 D^4$  — the coefficient of the transversal stabilizing force;  $K_{QIII}$  — the coefficient of the moment at the operation of SP at the mooring regime;  $J_Q$  — the advance of the zero moment.

The values  $K_Z^H$ , which are showed at the Fig. 3, 4, allow to calculate the mean values per one screw turn transversal force coefficient  $K_{ZII}$  ( $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ ) and compare them with the values, which have been calculated in accordance with the formula (13), see the Table 2.

In this work in accordance with the proposed MM, the coefficient of the stop change  $q_T$  and the coefficient of the moment  $q_Q$  of SP in the oblique flow have been calculated. The comparison of them with the results, which have been received in accordance with the information [2] and [7], see the Table 3, taking into account that  $q_T = K_T^*/K_T$ ;  $q_Q = K_Q^*/K_Q$ . The mean values of SP turn values of the coefficients: the stop  $K_T^*$  and the moment  $K_Q^*$  in the oblique flow at  $\alpha_{ck} = 15^\circ$  and  $30^\circ$ , have been calculated in accordance with the results, see the Fig. 3. The values  $K_T$  and  $K_Q$  in the oblique flow (the calculation) have been used from the Table 1. The comparison results are in the Table 3.

**Discussion of the received results.** It is clear that the accessing of the results which are better for SP operation in the real conditions, leads to the serious complication of the mathematical model, or to the necessity of the modern tools of the calculative hydrodynamics use — CFD sets, which are based on the numerical solution of Navier-Stokes equation by RANS method. CFD sets is the expensive license commercial product, which we must have. In this article, the use of the tool in the form of the mathematical model, MM, of the screw propeller in the oblique flow, has allowed to receive the acceptable

**Table 2.** The comparison of  $K_{ZII}$  calculation with the values, received by use of [2] and [7]

$K_{ZII}$	$\alpha_{ck}$ , degrees	
	15	30
calculation	0,01276	0,0351
calculation in accordance with [7]	0,01321	0,02635
by use of [2]	0,0155	0,0276

**Table 3.** The coefficients  $q_T$  and  $q_Q$  calculation comparison results

	$\alpha_{ck}$ , degrees	
	15	30
$q_T$ , calculation	1,0340	1,0927
$q_T$ , calculation by use of [7]	1,0317	1,0765
$q_T$ , by use of [2]	1,0315	1,0750
$q_Q$ , calculation	1,0564	1,102
$q_Q$ , by use of [7]	1,0498	1,0765
$q_Q$ , by use of [2]	1,0255	1,0825

results of the hydrodynamic forces on the engine calculation. The proposed tool, has the limited possibilities comparing with the modern CFD sets, but the calculation time in accordance with this model is more less.

**CONCLUSIONS.** The mathematical model of SP, operating in the oblique flow, on the base of the non-stationary theory of the lifting surface. MM takes into account the real geometry of the blade section profile, its thickness and the change of the interval in accordance with SP blade radius. MM can be compared with the quasistationary model [7], for more exact assessment of the variables of the forces per one turn which influence on the blade of the screw and on the screw in whole. The programme complex is realized on the programming language C# with use of the object-oriented way in the area of the development Visual Studio 2005. The comparing of the results of SP calculation at the loading coefficient  $C_T = 13,9$  with use of the theory of the nonstationary surface, has showed the acceptable matching with the experimental characteristics from the information [8], like the transversal stabilizing force and in the calculation of SP coefficients of the stop and the moment change calculation. The proposed MM can be used like the method of the research at the first approximation of the screw propellers hydrodynamics which operate in the oblique flow.

The further improvement of SP model can be directed into taking into account the influence of the gondola streamline coat of azipod, that it is in real conditions.

## Список літератури

- [1] Belotserkovskiy S.M., Nisht M.I. *Otryvnoe i bezotryvnoe obtekanie tonkikh krylev idealnoy zhidkostyu*. [Tear-off and wrap-around flow of thin wings with inviscid fluid]. Moscow, Nauka Publ., 1978.
- [2] Gofman A.D. *Dvizhitelno-rulevoy kompleks i manevrirovaniye sudna*. Spravochnik. [Propulsion-steering complex and maneuvering vessel]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1988. 360 p.
- [3] Bavin V.F., Zavadovskiy N.Yu., Yu.L. Levkovskiy Yu.L., V.G. Mish-kevich V.G. *Grebnye vinty. Sovremennyye metody rascheta*. [Screw Propellers. Modern methods of calculation]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1983. 296 p.
- [4] Krutikov V.S., Sokolik M.G. *Modelirovaniye nestatsionarnoy vikhrevoy peleny za grebnym vintom v kosom potoke*. [Simulation of unsteady vortex sheet behind the propeller in an oblique flow]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2010, issue 6(435), pp.15 – 21.
- [5] Sokolik M.G. *Uchet telesnosti lopasti v matematicheskoy modeli grebnogo vinta, postroennoy na osnove teorii nesushchey poverkhnosti*. [Accounting real geometry of the blade in the mathematical model of the propeller, built on the basis of the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2009, issue 1(424), pp. 26–31.
- [6] Sokolik M.G. *Issledovaniye gidrodinamiki umerenno nagruzhennogo grebnogo vinta s primeneniem teorii nesushchey poverkhnosti*. [The study of the hydrodynamics of a moderately loaded propeller, using the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2009, issue 2(425), pp. 39 –44.
- [7] Sokolik M.G. *Issledovaniye raboty grebnogo vinta v kosom potoke na osnove teorii nesushchey poverkhnosti*. [Study of the work of the propeller in an oblique flow based on the theory of the lifting surface]. *Zb. nauk. prats NUK — Collection of scientific papers of NUS*. Mykolaiv, NUOS Publ., 2010, issue 1(430), pp. 3–9.
- [8] Ed. by *Voitkounski*. *Spravochnik po teorii korablya*. [Ship Theory Handbook]. Vol. 1. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1985. 768 p.
- [9] V. E. Baskin, L.S. Vildgrube, Ye.S. Vozhdaev, G.I. Maykapar. Ed. by A.K. Martynov. *Teoriya nesushchego vinta*. [Theory of lifting propeller]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 364 p.
- [10] Dirk H Renick. Unsteady Propeller Hydrodynamics. Partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy at the MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY. June 2001, 133p. <http://libraries.mit.edu/docs>.
- [11] Ikehata Mitsuhsa, Ando Masahiro, Maruo Hajime. The Analysis of Unsteady Characteristics of Marine Propeller in Harmonic Wake by Vortex Lattice Lifting - Surface Model. "Rept. Chalmers Univ. Technology Dep. of Ship Hydromech" Gothenburg, 1984, N~68, pp. 54 – 67.
- [12] C. Kawakita, T.Hoshino. Design System of Marine Propellers with New Blade Section. (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Japan) //Twenty-Second Symposium on Naval Hydrodynamics (2001).
- [13] H. Gassemi. The Effect of Wake Flow and Skew Angle on the Ship Propeller Performance. Sharif University of Technology, April, 2009. Transaction B: Mechanical Engineering. Vol. 16, No. 2, pp. 149 – 158.
- [14] Spyros A. Kinnas, HanSeong Lee, and Yin L. Young. Modeling of Un-steady Sheet Cavitations on Marine Propeller Blades. University of Texas at Austin, Austin, Texas, USA. International Journal of Rotating Machinery, 9: 263 – 277, 2003.
- [15] Dubbioso G., Muscari R., Mascio A. Analysis of the performances of a marine propeller operating in oblique flow. Computers & Fluids., vol. 75, pp. 86 – 102.

---

© М. Г. Соколик, В. Ф. Тимошенко  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. О. Некрасов



Буруніна  
Жанна  
Юріївна



Алоба  
Лео Тосін



Клочков  
Олександр  
Павлович

УДК 629.584:681.5

## EXPERIMENTAL STUDY OF GROUP CONTROL LAWS FOR AN AUTONOMOUS UNMANNED UNDERWATER VEHICLE AS A GROUP AGENT

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНІВ ГРУПОВОГО КЕРУВАННЯ АУТОНОМНИМ НЕНАСЕЛЕНИМ ПІДВОДНИМ АПАРАТОМ ЯК АГЕНТОМ ГРУПИ

DOI 10.15589/SMI.2018.02.12



Корицький  
Віктор  
Ігорович

Zhanna Yu. Burunina

Ж. Ю. Буруніна, канд. техн. наук, доц.  
zhanna.burunina@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0001-7631-7213

Andrii M. Voitasyk

А. М. Войтасик, асп.  
andrii.voitasyk@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0002-9409-6108

Leo T. Aloba

Алоба Лео Тосін, викл.  
alobat@gmail.com  
ORC ID: 0000-0003-0426-1219

Viktor I. Korytskyi

В. І. Корицький, викл.  
vic.koritskiy@gmail.com  
ORC ID: 0000-0002-9968-1568

Andriy S. Sirivchuk

А. С. Сіривчук, викл.  
sirivchuka@gmail.com  
ORC ID: 0000-0003-2927-2600



Сіривчук  
Андрій  
Сергійович

Aleksandr P. Klochkov

О. П. Клочков, викл.  
—  
ORC ID: 00000-0002-6426-3374



Войтасик  
Андрій  
Миколайович

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** Underwater works are effectively performed with the use of underwater vehicles. The use of groups of autonomous unmanned underwater vehicles for the monitoring of big volumes of underwater space is particularly effective. In this paper, modern approaches to group control of the motion of autonomous unmanned underwater vehicles are analyzed. The composition and configuration of the system of external environment sensors are proposed; the system allows an underwater vehicle to identify the presence of objects in close proximity and the direction of their motion. The structure of the automatic control system of a group of autonomous unmanned underwater vehicles in the mode of coordinated rectilinear motion is proposed. The system is based on the principle of subordinate control with the help of fuzzy logic controllers. The results of field trials of the system operation in the adhesion and cohesion modes of two underwater vehicles confirm the operability of the proposed approach.

**Keywords:** autonomous unmanned underwater vehicle; automatic control system; fuzzy controller; field trials.



**Анотація.** В даній роботі запропоновано структуру системи автоматичного керування групою автономних ненаселених підводних апаратів в режимі узгодженого прямолінійного руху. Запропоновану систему організовано з використанням принципу підпорядкованого керування на базі нечітких регуляторів. Результати натурних випробувань функціонування системи в режимах адгезії та когезії двох підводних апаратів підтверджують працездатність запропонованого підходу.

**Ключові слова:** автономний ненаселений підводний апарат; система автоматичного керування; нечіткий регулятор; натурні випробування.

## References

- [1] Blintsov O. V. *Eksperymentalne doslidzhennia roboty systemy avtomatychnoho keruvannia pidvodnym aparatom yak ahentom hrupy* [Experimental study of operation of the automatic control system for an underwater vehicle as a group agent] *Pidvodna tekhnika i tekhnolohiya: Materialy vseukrayins'koyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z mizhnarodnoyu uchastyu* [Underwater Engineering and Technology: Proceedings of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference with International Participation]. Mykolaiv, NUOS Publ., 2017, pp. 347–348.
- [2] Blintsov O. V. *Avtomatyzatsiia keruvannia odnolankovymy samokhidnymy pryviaznymy pidvodnymy systemamy. Navchalnyi posibnyk* [Automation of the control of self-propelled tethered underwater systems. Study guide]. Mykolaiv, NUOS Publ., 2014. 124 p.
- [3] Blintsov S. V. *Sovershenstvovaniye upravleniya avtonomnym neobitayemym podvodnym apparatom kak agentom gruppy morskikh robotov* [Improving the control of an autonomous unmanned underwater vehicle as an agent of the group of marine robots]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK* [Collection of Scientific Publications of NUOS], 2016, vol. 5 (467), pp. 30–35
- [4] Blintsov S. V. *Matematychni modeliuvannia dynamiky avtonomnoho pidvodnoho aparata na ploskii tsyrkulatsii* [Mathematical modeling of the dynamics of an autonomous underwater vehicle in flat circulation] *Zbirnyk naukovykh prats NUK* [Collection of Scientific Publications of NUOS], 2017, vol. 4 (471), pp. 53–60
- [5] Melman S. V. *Programmnyy modeliruyushchiy kompleks dlya avtonomnykh podvodnykh apparatov na baze mnogoprotsessornoy arkhitektury* [Program modeling complex for autonomous underwater vehicles based on multi-processor architecture] *Podvodnye issledovaniya i robototekhnika* [Underwater Investigations and Robotics], 2015, vol. 1 (19), pp. 23–32
- [6] Tufanov I. Ye. *Nekotorye rezultaty morskikh ispytaniy tsentralizovannoy systemy upravleniya gruppy morskikh robotov* [Some results of sea trials of a centralized control system for the group of marine robots] *Upravlenie bolshimi sistemami: sbornik tudov* [Large-Scale Systems Control], 2016, vol. 59, pp. 233–247
- [7] Rodionov A. Yu., Kulik S. Yu., Unru P. P. Some trial results of the hydro acoustical communication system operation for AUV and ASV group control and navigation. Proc. of the OCEANS 2016 MTS/IEEE Conference, 2016, pp. 1–8.
- [8] Pascoal António. Cooperative Motion Planning, Navigation, and Control of Multiple Autonomous Marine Vehicles — Robots and Humans in the Loop. (VEHITS 2015). Available at: <https://vimeo.com/129664372>
- [9] Pascoal Antonio The European Project MORPH: Distributed UUV Systems for Multimodal, 3D Underwater Surveys. Marine Technology Society Journal, 2016, vol. 5, no. 4, pp. 26–41
- [10] Brian Claus Towards Persistent Cooperative Marine Robotics. Woods Hole Oceanographic Institute. Autonomous Underwater Vehicles 2016, 2016, pp. 416–422.
- [11] Brooks Louis-Kiguchi Reed Controller Design for Underwater Vehicle Systems with Communication Constraints. Massachusetts Institute of Technology, 2015. 301 p.
- [12] European Project MORPH: next generation of underwater robotics for ocean exploration tested in the Azores. Available at: <http://vicorob.udg.edu/fp7-european-project-morph-next-generation-of-underwater-robotics-for-ocean-exploration-tested-in-the-azores/>
- [13] Quidu Isabelle. AUV (REDERMOR) obstacle detection and avoidance experimental evaluation. IEEE OCEANS'07 Conference, 2010, pp. 1–6.
- [14] Brignone Lorenzo. GREX sea trials: first experiences in multiple underwater vehicle coordination based on acoustic communication. June 2009. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/224599971\\_GREX\\_sea\\_trials\\_first\\_experiences\\_in\\_multiple\\_underwater\\_vehicle\\_coordination\\_based\\_on\\_acoustic\\_communication](https://www.researchgate.net/publication/224599971_GREX_sea_trials_first_experiences_in_multiple_underwater_vehicle_coordination_based_on_acoustic_communication).
- [15] Aguiar Pedro. Cooperative Control of Multiple Marine Vehicles Theoretical Challenges and Practical Issues. Available at: [https://web.fe.up.pt/~apra/publications/MCMC09\\_Grex.pdf](https://web.fe.up.pt/~apra/publications/MCMC09_Grex.pdf)
- [16] Successful final GREX sea trials. Available at: <http://www.jarowinsky-marketing.de/index.php?id=97&L=1>
- [17] Santos Vinicius Graciano. Cohesion and segregation in swarm navigation. Robotica, 2014, vol. 32, issue 2, pp. 209–223
- [18] Zhi Quan Leong. Effects of Hydrodynamic Interaction on an AUV Operating Close to a Moving Submarine. University of Tasmania, 2014. 227 p.

**Problem statement.** Joint performance of tasks by a group of autonomous unmanned underwater vehicles (AUUV) improves the efficiency of underwater operations, taking advantage of the parallel data capture and processing. Particularly effective is the application of the group control principle for AUUVs when solving complex problems, for example, in the process of rescue operations, in the search for sunken objects, search and inspection works, etc.

To ensure the effectiveness of the mission, a group of vehicles must have the property of self-organization, which would protect neighboring vehicles of the group from collision (adhesion mode) and prevent dispersion of the vehicles in the underwater environment (cohesion mode).

Synthesis of the control laws for the AUUV group is a complex problem, which is associated with the development and tuning of appropriate controllers. Computer modeling is an effective way of studying the operability and accuracy of control laws and systems both for single AUUVs and for those constituting a group.

In model tests under laboratory conditions, it is impossible to achieve complete hydrodynamic similarity between the model and the actual vehicle [11, 18], since the behavior of the vehicle is not controlled under water at the stage of synthesis and verification of the automatic control system (ACS). Therefore, full-scale tests (or field trials) are conducted for a final verification of calculation results and model experiments.

Setting of field experiments and processing of their results are very often difficult to implement, therefore, techniques and setups are being developed that allow research to be carried out under the conditions close to full-scale. An example of experimental setups is the work on creation of a simulation complex with the appearance of the first working-class underwater robots that tackle practical problems [5].

Besides, a full-scale field experiment intended to prove the operability of the ACS for the AUUV motion within the group entails substantial time and money expenditure. In addition, there is a risk of losing either one or a number of AUUVs participating in the experiment in the event of a non-routine or emergency situation. Therefore, it is expedient to carry out the field experiment using two mock-ups with the functions sufficient to provide for the mode of their coordinated movement. The results obtained during such an experiment can then be generalized for a group of vehicles of an arbitrary size, and the components of such a group can have different hardware and software configurations.

**Latest research and publications analysis.** The development of approaches to the design of AUUVs and automation of their control began in the 1960s. However,

the AUUVs developed back then were intended for solving a number of specific problems. Currently, there is a wide range of issues on the topic of joint control of the motion of underwater vehicles, both from the theoretical and from the practical point of view [14].

The use of a group of interacting AUUVs was first considered in the 1980s. One of the first operations was the sea test of the GREX project. It involved a fleet of two AUUVs performing a simple coordination task based on acoustic communication between the vehicles [7] with a common architecture for the purpose of joint control of marine vehicles during modeling.

There were also considered theoretical and practical issues of developing promising systems for the control of motion of groups of autonomous marine vehicles with coordination of heterogeneous autonomous systems under uncertainty [16]. The main difficulty in the development of such systems is the unstable connection between the elements of the group due to the impact of noise and interference on the information exchange process. These features were taken into account in the project with the communication package GREX BOX, which can be integrated into any AUUV.

Paper [15] describes sea trials conducted during the development of a hydroacoustic communication system for the group control and navigation of the AUUVs and autonomous surface vehicles in an uncertain environment. The processes employed a fuzzy logic controller and a genetic algorithm [7]. An onboard sonar installed on the AUUVs provided detection and prevention of collision with obstacles [13]. It should be noted that the accuracy of determining the location of the AUUV using long-range sonar navigation systems significantly depends on the degree of correspondence between the measured and actual distances between the navigation objects [6].

In 2016, there was presented a method for collective control of a heterogeneous group of vehicles with a given motion trajectory. It took into account the speeds of the vehicles, special features of the information exchange channel, and the accuracy of the navigation component of the system [10]. The efficiency of the proposed approach was confirmed by the results of field trials.

Publication [11] proposes an ACS for the group of AUUVs which takes into account the limitations of communication in an underwater environment. The peculiarity of this system is the possibility of joint use of the computing resources of the group by all its vehicles.

The MORPH project offers the concept of an underwater robotic system created through integration of various mobile robotic modules with additional resources [9, 12]. Each node of the building blocks (a set of small

and cheap robotic marine vehicles) of the MORPH is an AUUV is capable of performing particular tasks.

One of the main tasks of group control of a robot swarm is to provide a mode of coordinated movement of the vehicles along a specified path or route. It is important to keep the robots close to their group and avoid merging separate groups, that is, to maintain cohesion and segregation modes [17].

It is worth noting that scientific literary sources extensively cover the issues of automatic group control. This work deals with experimental study of the operability of the automatic control system for the AUUV as a group agent.

**THE ARTICLE AIM** is experimental verification of the correctness of operation of the ACS for the coordinated movement of AUUVs as group agents, in particular, implementation of adhesion and cohesion algorithms.

To achieve this aim, the following problems were formulated and solved:

- there has been developed a generalized diagram of the marine field experiment on the coordinated motion of two AUUVs along a common route. A remotely operated vehicle in the mode of flat subsurface motion was used as the AUUV under study (AUUV-1), while a radio-operated boat (ROB) was used as a neighboring underwater vehicle of the group (AUUV-2);

- there has been developed an automatic system for the control of the AUUV's stabilized plane motion [18], which reacts to the AUUV-2 with the help of surface sensors installed on its mast and operates in the cohesion and adhesion modes.

**Basic material.** The ACS for AUUVs includes a module for simulation of the external navigation environment and a unit identifying navigation threats. The task of synthesis of the navigation environment simulation module as an element of the underwater vehicle's control system is a relevant applied scientific task.

AUUVs are used in two basic modes: single navigation and group navigation. The task of modeling of the external navigational situation is relevant for both modes, but it is most difficult to solve for the case of group control, since the neighboring vehicles may create threats that are changing very rapidly and need to be detected and eliminated automatically in due time.

Let us assume that the vehicles are controlled only in the horizontal plane, and there is no vertical maneuver (or it is implemented in the case of emergency, when horizontal maneuvers are not sufficient for the safe movement of the AUUV, or when it is a forced movement to avoid collisions with neighboring vehicles).

Since the uncertainty in automation tasks usually increases with the increase in the functional hierarchical level, the possibilities of fuzzy logic approaches are also expanded. Fuzzy control at the base level can be attractive for the processes in which only qualitative knowledge is available and there are highly nonlinear properties.

It is necessary for each AUUV to maintain a safe distance from neighboring vehicles in a given range of distances. The minimum distance between them should not create the threat of an accidental collision (adhesion mode)ю Meanwhile, the maximum distance should guarantee the safety of the group and should not promote the movement of individual vehicles beyond the range of the sensors of other members of the group (cohesion mode) [1, 3].

Fig. 1 shows how the AUUVs making various moves will maneuver relative to the AUUV1. The AUUV2 is in the Danger Zone, so it moves away from the AUUV1 (adhesion mode). The AUUV3 and the AUUV5 are in the Attraction Zone and therefore must operate in the cohesion mode, that is, approach the AUUV1. The AUUV4 is in the Track Zone and therefore must move along the same route as the AUUV1. If the AUUV1 is beyond the range of the distance sensors installed in the AUUVs, it must move along a predetermined course.

The distance between two AUUVs is identified by means of external environment sensors (EES); it is proposed to use ultrasonic range finders for this purpose. The operating principle of the ultrasonic sensors is based on measuring the time of passage of direct and reflected waves.

One of the main characteristics of such sensors is the direction pattern, a graphic representation of the area within which the object can be detected by the sensor. Using an experimental setup (Fig. 2), the direction patterns were constructed for four ultrasonic range finders (model MB1003-EZ0 produced by MaxBotix).

The direction pattern is constructed according to the scheme shown in Fig. 3.

The AUUV model is installed at the  $h$  distance from the sensor in such a way that its diametric plane is perpendicular to the straight line drawn through the center of the sensor and the center of the AUUV buoyancy. Afterwards, the vehicle is shifted along the longitudinal axis to the left until the sensor readings change abruptly = to the value corresponding to the maximum distance. The  $l_-$  distance is then measured between the initial and current locations of the AUUV; the latter is shifted towards the initial location until the sensor readings are same as in the beginning.

In the same way, the  $l_+$  distance is measured with the vehicle being shifted to the right. The measurement

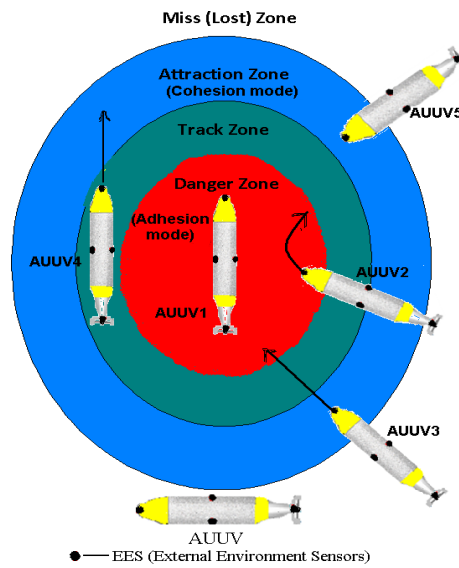


Fig. 1. Operation of a group of vehicles in the adhesion and cohesion modes



Fig. 2. Exterior of the setup for the construction of the direction pattern of ultrasonic range finders: 1 — power supply; 2 — ultrasonic range finder; 3 — oscilloscope; 4 — auxiliary equipment; 5 — AUUV mockup; 6 — extension cord

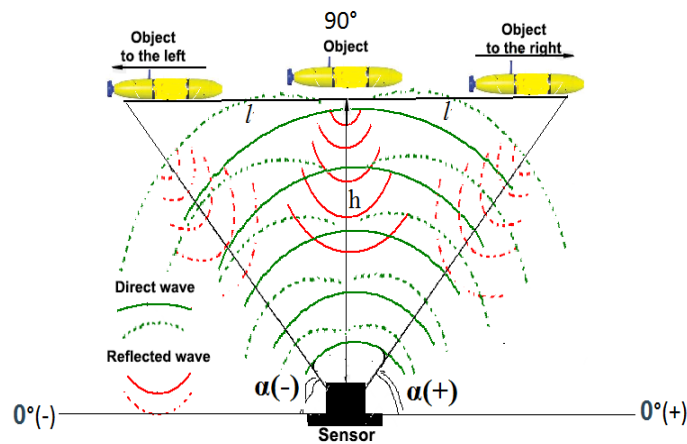


Fig. 3. Scheme of the experiment for the construction of the direction pattern of an ultrasonic range finder

is repeated for the range  $h = [1.0; 3.0]$  m with the increment of 0.5 m. For the distances obtained, the maximum angles of the target deviation from the center of the sensor are calculated:

$$\alpha_{\pm} = \arctan(l_{\pm}/h).$$

The experiment results are presented in Table 1.

**Table 1.** Results of the experiment on direction pattern of sensors

h, m	Sensor no.							
	1		2		3		4	
	$l_{\leftarrow}$ , m	$l_{\rightarrow}$ , m	$l_{\leftarrow}$ , m	$l_{\rightarrow}$ , m	$l_{\leftarrow}$ , m	$l_{\rightarrow}$ , m	$l_{\leftarrow}$ , m	$l_{\rightarrow}$ , m
3	-0.48	0.57	-0.56	0.59	-0.55	0.64	-0.56	0.56
2.5	-0.57	0.57	-0.55	0.63	-0.52	0.61	-0.66	0.77
2	-0.51	0.55	-0.57	0.67	-0.69	0.63	-0.84	0.58
1.5	-0.81	0.80	-0.65	0.75	-1	0.71	-0.76	0.98
1	-0.96	1.01	-0.93	1.07	-1.1	0.91	-1.08	0.93

In the automatic control problems, the integration of readings from several sensors enhances the quality of control processes in transient and steady-state conditions (as compared to feedback control of one sensor). If several identical sensors are used, combining the observations will improve the estimation of the position and speed of the target. The statistical advantage is achieved by adding  $N$  independent observations (for example, estimation of the target's location or speed is improved proportional to  $N^{1/2}$ ), provided that the data are combined in an optimal way. The same result can be obtained by combining  $N$  observations from a single sensor.

The direction patterns obtained from the data of Table 1 were combined in such a way as to achieve the maximum possible diagram width without substantially reducing the maximum object recognition distance (Fig. 4). For the sensors under consideration, this effect can be achieved by arranging them so that the straight lines passing through their centers are at an angle of no more than  $10^\circ$  to each other. In this case, the direction pattern width made up 2.5...3 m in the near zone ( $h = 0.3...2$  m) and 4 m in the far zone ( $h = 2...3$  m).

The field trials of the ACS for AUUVs are performed to check the operability of cohesion and adhesion modes. The scheme of the field trials on coordinated movement of two AUUVs is presented in Fig. 5.

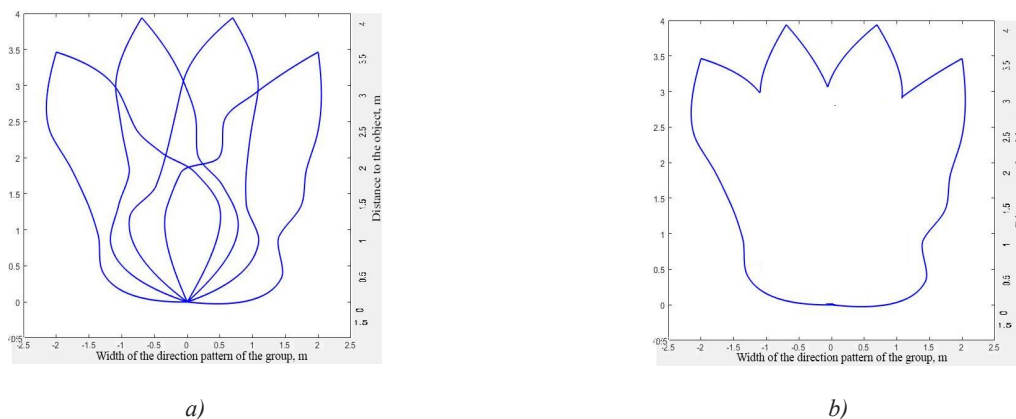
A remotely operated unmanned underwater vehicle controlled via the software of the power and control post (PCP) is employed as the AUUV-1. This solution allows recording and analyzing the experimental data in real time. The AUUV-1 is connected to the PCP with the help of a communication cable. The impact of the cable on the controlled movement of the AUUV is nondeterministic; it can significantly affect the quality of control processes. Therefore, the process of cable removal/collection is automated using a cable winch (CW).

The AUUV-1 is driven by a propulsion and steering unit based on AC motors; their control signals are generated by the ACS for the AUUV-1 movement. This system (see Fig. 5) employs the external environment sensors (Fig. 6) and the navigation system sensors (NSS) as feedback links. They provide data on the spatial orientation of the AUUV-1.

A radio-operated boat (ROB) is used as the AUUV-2; the operator controls it manually with the use of the control panel (ROB CP). The ROB PSU provides the rectilinear motion and flat circulation modes, which is sufficient for the field trials of the ACS for the AUUV-1.

The field trials consist of a series of experiments, each making it possible to test the operability of a particular mode of the ACS for the AUUV-1 under various environmental conditions (position, speed and spatial orientation of the AUUV-2, perturbations caused by water waves and the AUUV-1 cable, etc.).

The block diagram of the generalized algorithm of the experiment is given in Fig. 7.



**Fig. 4.** Direction pattern of four range finders: a — arrangement of sensors; b — total direction pattern

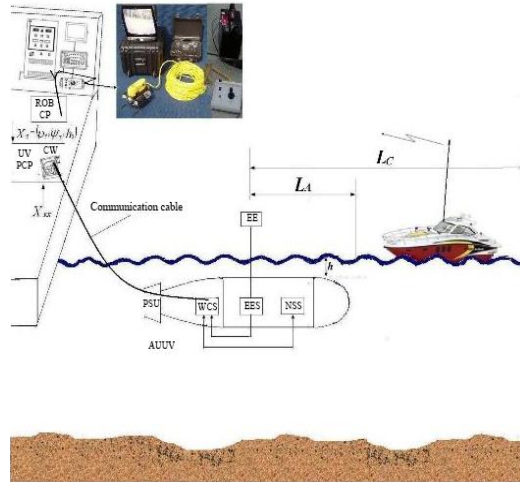


Fig. 5. Scheme of the field trial on coordinated movement of two AUUVs



Fig. 6. Exterior of the EES system and its arrangement on the AUUV-1

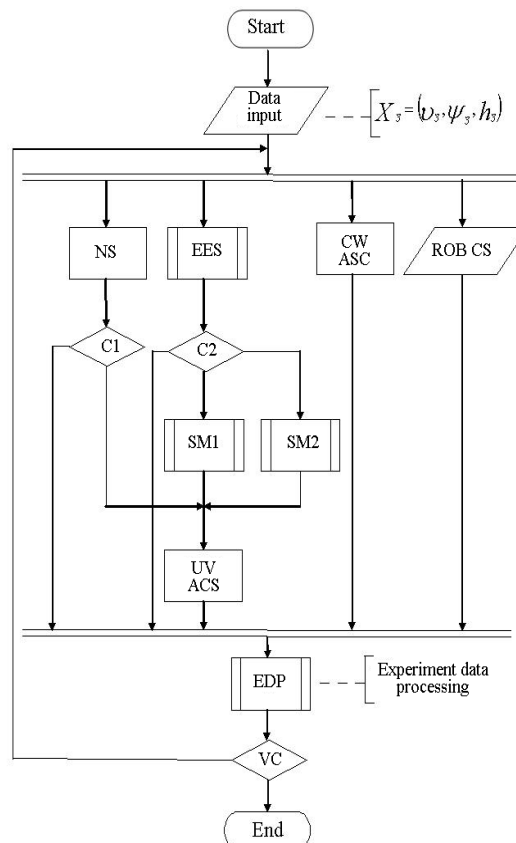


Fig. 7. Experiment algorithm

The experiment begins with the operator entering the desired speed of rectilinear motion of the AUUV-1, the course and depth of its immersion. Then four processes take place simultaneously. If no objects are detected within the range of the AUUV-1 EES (condition C1), the vehicle moves rectilinearly, maintaining the motion parameters specified by the operator.

If there is a foreign object within the range of the EES, the ACS for the AUUV-1 performs one of the following actions (condition C2):

- if the object is detected in the Track Zone, the AUUV-1 will resume its rectilinear movement along the specified course;

- if the object is detected in the Danger Zone, the ACS for the AUUV-1 will implement the adhesion mode (the set of rules SM1), that is, the control actions generated by the ACS will be aimed at increasing the distance to the object;

- if the object is detected in the Attraction Zone, the vehicle's ACS will function in the cohesion mode (the set of rules SM2), that is, the control actions generated by the ACS will be aimed at reducing the distance to the object.

The ACS of the CW minimizes external disturbances generated by the communication cable through controlling the process of cable removal/collection during the movement of the AUUV-1. In addition, during the ex-

periment, the AUUV-2 operator controls the movement of the ROB with the help of a special CP.

At the end of the experiment, the experimental data are processed (the function EDP). The described processes are repeated cyclically until the quality indicators of the control processes achieve the desired values.

Field trials of the ACS for the coordinated movement of AUUVs were carried out in accordance with the "Program and Methods of Marine Research Tests of the ACS for AUUVs" and GOST 24.026-80 in the marine laboratory "Delta" of the NUOS, which is located on board of the research vessel "Delta". The trials took place in the Bug Estuary (Mykolaiv, Ukraine) in 2017 (Fig. 8).

Experimental study of the distance controller should be started with the testing of the adhesion mode. Before the beginning of the experiment, the AUUV was withdrawn to the distance of 0.5 m from the neighboring vehicle; the board with the EES was located parallel to the neighboring vehicle. The graphs showing the transient process are provided in Fig. 9.

At the amplitude of the input step being equal to 1.5 m, the transient process has an aperiodic character with the overshoot of 6.7%. The transient process lasts for 25 s. The AUUV follows a specified course but for the end of the transient (time interval of 1...20 s). In this case, the PSU of the vehicle cannot develop the specified rate of the course change, which leads to the overshoot.



Fig. 8. Mutual arrangement of the AUUV-1 and the AUUV-2 during the experiment testing the operability of the adhesion mode

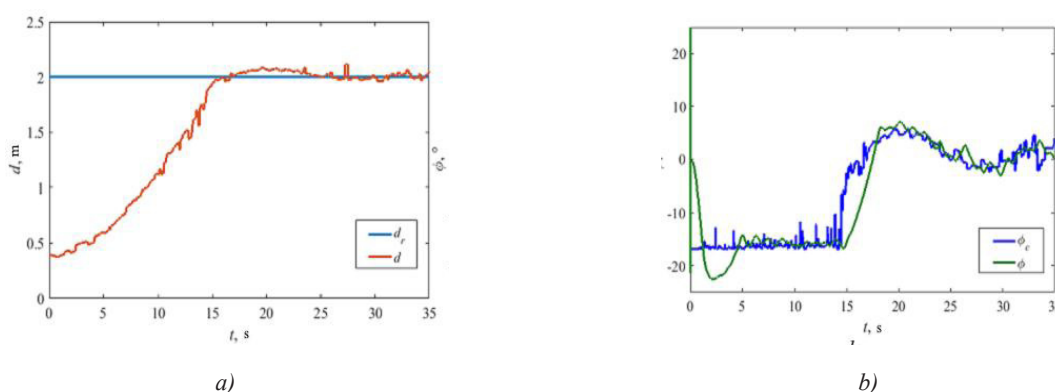


Fig. 9. Graphs of the transient process in the adhesion mode: *a* — distance; *b* — control action

Next, let us study the operability of the ACS of the AUUV in the cohesion mode. The graphs of the transient process are shown in Fig. 10.

The transition process also has an aperiodic character. The overshoot is 2%, and the duration of the transient process is 10 s.

Next, let us confirm the operability of the ACS of the AUUV when its body is exposed to external disturbances. The graphs of transient processes for this mode are given in Fig. 11. At the beginning of the experiment, the device was withdrawn to the distance of 1.5 m from the board of the neighboring vehicle. At the end of the

transient process, a disturbing action with the amplitude of 0.8 m was generated by removing the AUUV-2 away from the AUUV-1. The effect of this action was eliminated in 15 seconds after the end of its application.

Let us study the dynamic properties of the ACS for the AUUV by setting the control signal which varies according to the sinusoidal law (Fig. 12). The control signal has the following parameters: displacement of 1.5 m, amplitude of 0.5 m, frequency of 0.2 rad/s. The transient process is completed 5 s after the start of the experiment.

The vehicle follows a sinusoidal trajectory with a two-second delay relative to the control signal. Based on

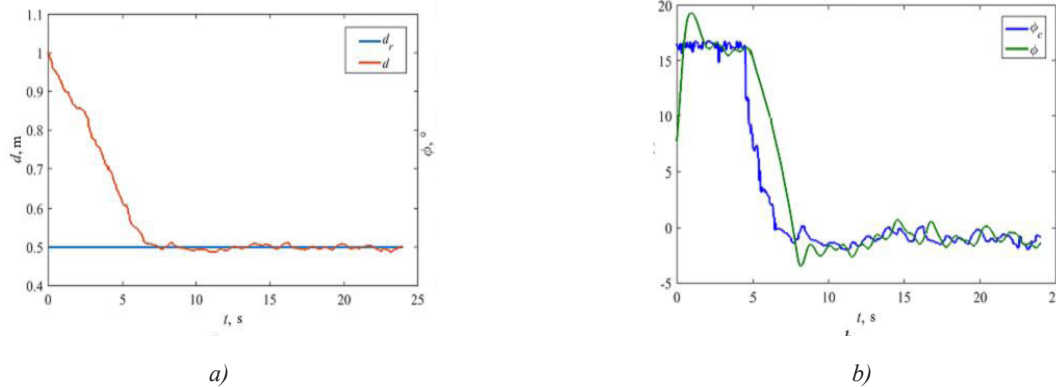


Fig. 10. Graphs of the transient processes in the cohesion mode: *a* — distance; *b* — control action

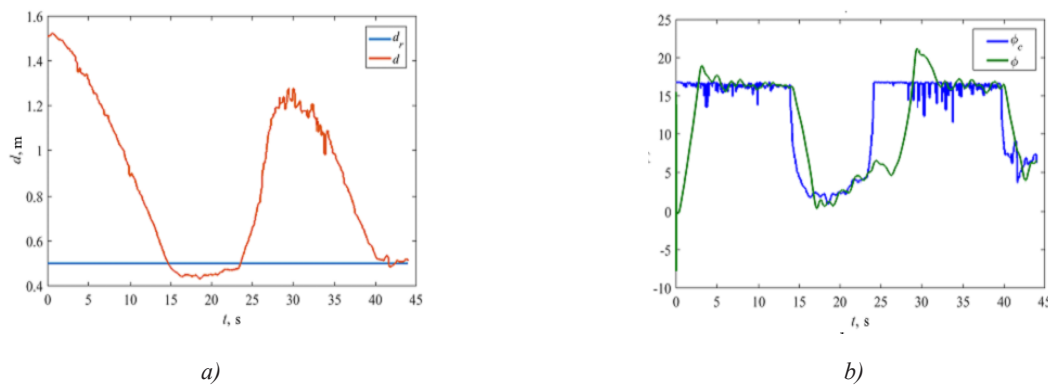


Fig. 11. Graphs of the transient processes under the impact of external disturbances: *a* — distance; *b* — control action

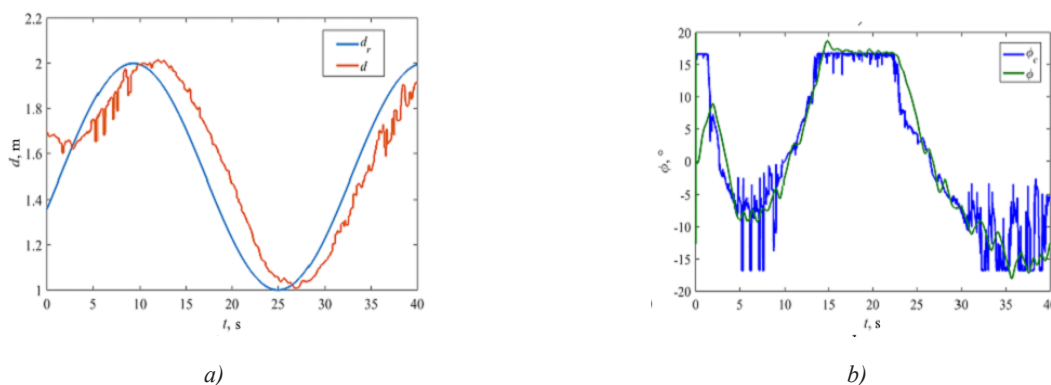


Fig. 12. Graphs of the transient processes at the harmonic control signal: *a* — distance; *b* — control action



the results of the field trials (see Fig. 11–12), we can conclude that the proposed approach is acceptable for the application of group control laws to the AUUV movement. Improvements in the quality of control processes can be achieved by employing a more advanced component base (distance sensors, navigation system) and optimizing the parameters of the course controller as a component of the ACS for the coordinated movement of AUUVs.

**CONCLUSIONS.** 1. There has been proposed a block diagram of the automatic control system for the motion of an autonomous unmanned underwater vehicle as a group agent. The automatic control system provides

stabilization of the speed of the rectilinear motion of the vehicle, the course and depth of its immersion, and implements the adhesion and cohesion algorithms to ensure the coordinated movement of two underwater vehicles.

2. An algorithm has been developed and field trials were conducted for the automatic control system for the coordinated movement of two autonomous unmanned underwater vehicles. The overshoot occurring in the transient modes does not exceed 7%, which is within the engineering error. There is no static error. Such results allow concluding that the proposed system is operable and effective.

### Список літератури

- [1] **Блінцов О.В.** Експериментальне дослідження роботи системи автоматичного керування підводним апаратом як агентом групи [Текст] / Блінцов О.В., Алоба Л.Т. та ін. // Підводна техніка та технологія: матеріали всеукраїнської наукової конференції з міжнародною участю. — Миколаїв: НУК, 2017. — С. 347–348.
- [2] **Блінцов О.В.** Автоматизація керування одноканковими самохідними прив'язними підводними системами. Навчальний посібник [Текст] / Блінцов О.В., Надточій В.А. — Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2014. — 124 с
- [3] **Блинцов С.В.** Совершенствование управления автономным необитаемым подводным аппаратом как агентом группы морских роботов [Текст] / С.В.Блинцов, Л. Т. Алоба // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв НУК, 2016. — № 5(467). — С. 30–35
- [4] **Блінцов С.В.** Математичне моделювання динаміки автономного підводного апарата на плоскій циркуляції [Текст] / С. В. Блінцов, Г. С. Грудініна, Л. Т. Алоба // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв НУК. — 2017. — №4(471). — С. 53–60.
- [5] **Мельман С.В.** Программный моделирующий комплекс для автономных подводных аппаратов на базе многопроцессорной архитектуры [Текст] / С.В. Мельман, В.А. Бобков, А.В. Инзарцев, А.М. Павин, А.С. Черкашин // Подводные исследования и робототехника, 2015. — № 1(19). — С. 23–32
- [6] **Туфанов И.Е.** Некоторые результаты морских испытаний централизованной системы управления группой морских роботов [Текст] / И. Е. Туфанов, А. Ф. Щербатюк // Управление большими системами: сборник трудов, 2016. — № 59. — С. 233–247
- [7] **Alexandr Yu. Rodionov** Some trial results of the hydro acoustical communication system operation for AUV and ASV group control and navigation. [Text] / Alexandr Yu. Rodionov, Sergey Yu. Kulik, Peter P. Unru. // Proc. of the OCEANS 2016 MTS/IEEE Conference. — Monterey, 2016, September. — Pp. 1–8.
- [8] **António Pascoal.** Cooperative Motion Planning, Navigation, and Control of Multiple Autonomous Marine Vehicles - Robots and Humans in the Loop. (VEHITS 2015) [Electronic resource] / António Pascoal. — Access Mode: <https://vimeo.com/129664372>
- [9] **Antonio Pascoal** The European Project MORPH: Distributed UUV Systems for Multimodal, 3D Underwater Surveys [Text] / Antonio Pascoal, Joerg Kalwa, Marina Carreiro-Silva, and others // Marine Technology Society Journal, 2016. — Vol. 5., Num. 4 — Pp. 26–41
- [10] **Brian Claus** Towards Persistent Cooperative Marine Robotics. Woods Hole Oceanographic Institute. [Text] / Brian Claus, James Kinsey, Yogesh Girdha // Autonomous Underwater Vehicles 2016, 2016. — Pp. 416–422.
- [11] **Brooks Louis-Kiguchi** Reed Controller Design for Underwater Vehicle Systems with Communication Constraints [Text] / Brooks Reed. — Massachusetts Institute of Technology, 2015. — 301 p.
- [12] European Project MORPH: next generation of underwater robotics for ocean exploration tested in the Azores [Electronic resource].— Access Mode: <http://vicorob.udg.edu/fp7-european-project-morph-next-generation-of-underwater-robotics-for-ocean-exploration-tested-in-the-azores/>
- [13] **Isabelle Quidu** AUV (REDERMOR) obstacle detection and avoidance experimental evaluation [Text] / Isabelle Quidu, Alain Hétet, Yann Dupas, Stéphanie Lefèvre // IEEE OCEANS'07 Conference, 2010. — Pp. 1-6
- [14] **Lorenzo Brignone** GREX sea trials: first experiences in multiple underwater vehicle coordination based on acoustic communication. June 2009 [Electronic resource] / Lorenzo Brignone, Joao Alves, J. Opderbecke.— Access Mode: [https://www.researchgate.net/publication/224599971\\_GREX\\_sea\\_trials\\_first\\_experiences\\_in\\_multiple\\_underwater\\_vehicle\\_coordination\\_based\\_on\\_acoustic\\_communication](https://www.researchgate.net/publication/224599971_GREX_sea_trials_first_experiences_in_multiple_underwater_vehicle_coordination_based_on_acoustic_communication)
- [15] **Pedro Aguiar**, Cooperative Control of Multiple Marine Vehicles Theoretical Challenges and Practical Issues [Electronic resource] / Pedro Aguiar, J. Almeida, M. Bayat, B. Cardeira, R. Cunha, A. Hausler, P. Maurya, A. Oliveira, A. Pascoal, A. Pereira, M. Rufino, L. Sebastiao. — Access Mode: [https://web.fe.up.pt/~apra/publications/MCMC09\\_Grex.pdf](https://web.fe.up.pt/~apra/publications/MCMC09_Grex.pdf)

- [16] Successful final GREX sea trials [Electronic resource]. — Access Mode: <http://www.jarowinsky-marketing.de/index.php?id=97&L=1>
- [17] **Vinicius Graciano Santos** Cohesion and segregation in swarm navigation. [Text] / Vinicius Graciano Santos, Luiz Chaimowicz. // Robotica, 2014. – Vol. 32, Issue 2. – Pp. 209–223
- [18] **Zhi Quan Leong**. Effects of Hydrodynamic Interaction on an AUV Operating Close to a Moving Submarine [Text] /Zhi Quan Leong // University of Tasmania, 2014. — 227 p.

---

© Колектив авторів  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. *В.Л. Тимченко*



**Oleksandr V. Blintsov**  
Блінцов  
Олександр  
Володимирович

УДК 629.584

## **SYNTHESIS OF A SPATIAL MOTION DYNAMICS SIMULATING MODEL OF AN UNMANNED UNDERWATER TOWED SYSTEM AS AN OBJECT OF CONTROL**

**СИНТЕЗ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ ПРОСТОРОВОГО РУХУ БЕЗЕКІПАЖНОЇ ПІДВОДНОЇ БУКСИРУВАНОЇ СИСТЕМИ ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ**

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.13

**Oleksandr V. Blintsov**

О. В. Блінцов, д-р техн. наук, доц.<sup>1</sup>

alex\_blintsov@ukr.net

ORC ID: 0000-0003-0426-1219

**Volodymyr V. Sokolov**

В. В. Соколов, головний інженер,  
перший заступник генерального директора<sup>2</sup>

sokolow@yuzhmash.com

ORC ID: 0000-0002-7015-0464



**Volodymyr V. Sokolov**  
Соколов  
Володимир  
В'ячеславович

<sup>1</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

<sup>2</sup>*State Enterprise «Production Association Southern Machinebuilding Plant n.a. O. M. Makarov», Dnipro*

<sup>1</sup>*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

<sup>2</sup>*Державне підприємство «Виробниче об'єднання Південний машинобудівний завод ім. О. М. Макарова», м. Дніпро*

**Abstract.** The simulating model of an unmanned towed underwater system was synthesized on the basis of mathematical models of a cable winch, a tether-cable and a towed underwater vehicle. The simulating model allows performing computer analysis of the dynamics of spatial motion and the effectiveness of automatic control systems for such objects. The specialized simulating complex based on the synthesized simulating model was developed. It consists of blocks for modeling the dynamics of a towed underwater vehicle, a tether-cable and a cable winch. The model of a towed underwater vehicle consists of mathematical models of the body of the vehicle, hydrodynamic influences, control wings and a bearing surface. The basic law of the dynamics of a towed underwater vehicle is presented in matrix form. It takes into account the six degrees of freedom of the vehicle as a rigid body moving in space in the water flow. Control wings in the number of two pieces are located in the aft part of the towed underwater vehicle and allow changing its roll and pitch angles. This provides a controlled spatial motion of the vehicle in two degrees of freedom - depth and lateral motion. To simulate a tow-cable, a method of modeling a flexible tether with the automatic control of the axial motion of its elements was used which allows taking into account the dynamics of the length change of its released part. The cable winch dynamics model provides modeling of the release and selection of the tether-cable. It contains a mathematical model of the electric motor that drives the cable drum. To assess the reliability of the synthesized simulation model, a complex criterion has been created. It allows assessing the correspondence between the dynamic properties of the model and the real object by comparing the basic kinematic parameters of the vehicle: roll, pitch and depth. By performing full-scale marine experiments, the adequacy of the specialized simulating complex and the authentic character of nonlinear dynamic processes of the spatial motion of the unmanned towed underwater system have been confirmed. The simulation complex allows researching the spatial motion of a towed underwater vehicle in water relative to the towing vessel as an object of control when dynamically changing the length of the released part of the tow-cable.

**Keywords:** underwater vehicle; towing cable; mathematical model; control system.

**Анотація.** Синтезовано імітаційну модель безекіпажної буксированої підводної системи на основі математичних моделей кабельної лебідки, кабель-буксира та буксированого підводного апарата. Імітаційна модель дає змогу виконувати комп'ютерне дослідження динаміки просторового руху та ефективності систем автоматичного керування такими об'єктами. Розроблено спеціалізований моделюючий комплекс на базі синтезованої

імітаційної моделі. Він складається з блоків моделювання динаміки буксированого підводного апарата, кабель-буксира та кабельної лебідки. Модель буксированого підводного апарата складається з математичних моделей корпусу апарата, гідродинамічних впливів, керуючих крил та несучої поверхні. Основний закон динаміки буксированого підводного апарата наведено в матричній формі. Він урахує шість ступенів рухливості апарата як твердого тіла, що рухається в просторі в потоці води. Керуючі крила в кількості двох штук розташовані в кормовій частині буксированого підводного апарата і дають змогу змінювати його крен та диферент. Це забезпечує керований просторовий рух апарата за двома степенями вільності: глибиною та боковим зміщенням. Для моделювання кабель-буксира використано метод моделювання гнучкого зв'язку з автоматичним контролем осевого руху його елементів, який дозволяє враховувати динаміку зміни довжини його випущеної частини. Модель динаміки кабельної лебідки забезпечує моделювання випускання та підбирання кабель-буксира. Вона містить математичну модель електричного двигуна, який приводить до руху кабельний барабан. Для оцінки достовірності синтезованої імітаційної моделі сформовано комплексний критерій, який дає змогу оцінити відповідність динамічних властивостей моделі та реального об'єкта шляхом порівняння основних кінематичних параметрів апарата: крену, диференту та глибини. Шляхом проведення морського натурного експерименту підтверджено адекватність спеціалізованого моделюючого комплексу та достовірний характер нелінійних динамічних процесів при просторовому русі безекіпажної буксированої підводної системи. Моделюючий комплекс дозволяє досліджувати просторовий рух буксированого підводного апарата як об'єкта керування при динамічній зміні довжини випущеної частини кабель-буксира під впливом набігаючого потоку води.

**Ключові слова:** підводний апарат; кабель-буксир; математична модель; система керування.

**Анотація.** Синтезирована имитационная модель безэкипажной буксируемой подводной системы на основе математических моделей кабельной лебедки, кабеля-буксира и буксируемого подводного аппарата. Имитационная модель позволяет выполнять компьютерное исследование динамики пространственного движения и эффективности систем автоматического управления такими объектами. Разработан специализированный моделирующий комплекс на базе синтезированной имитационной модели. Он состоит из блоков моделирования динамики буксируемого подводного аппарата, кабеля-буксира и кабельной лебедки. Модель буксируемого подводного аппарата состоит из математических моделей корпуса аппарата, гидродинамических воздействий, управляющих крыльев и несущей поверхности. Основной закон динамики буксируемого подводного аппарата представлен в матричной форме. Он учитывает шесть степеней подвижности аппарата как твердого тела, движущегося в пространстве в потоке воды. Управляющие крыла в количестве двух штук расположены в кормовой части буксируемого подводного аппарата и позволяют изменять его крен и дифферент. Это обеспечивает управляемое пространственное движение аппарата по двум степеням свободы: глубине и боковому смещению. Для моделирования кабеля-буксира использован метод моделирования гибкой связи с автоматическим контролем осевого движения её элементов, который позволяет учитывать динамику изменения длины её выпущенной части. Модель динамики кабельной лебедки обеспечивает моделирование выпуска и подбирания кабеля-буксира. Она содержит математическую модель электрического двигателя, приводящего в движение кабельный барабан. Для оценки достоверности синтезированной имитационной модели сформирован комплексный критерий, позволяющий оценить соответствие динамических свойств модели и реального объекта путем сравнения основных кинематических параметров аппарата: крена, дифферента и глубины. Путем проведения морского натурного эксперимента подтверждены адекватность специализированного моделирующего комплекса и достоверный характер нелинейных динамических процессов при пространственном движении безэкипажной буксируемой подводной системы. Моделирующий комплекс позволяет исследовать пространственное движение буксируемого подводного аппарата как объекта управления при динамическом изменении длины выпущенной части кабель-буксира под влиянием набегающего потока воды.

**Ключевые слова:** подводный аппарат; кабель-буксир; математическая модель; система управления.

## References

- [1] Yegorov, V. I. (1981). *Podvodnye buksiruyemye sistemy: ucheb. posobie* [Underwater towed systems: Study guide]. Leningrad, Sudostroenie Publ.
- [2] Ikonnikov, I. B., Gavrilov, V. M., & Puzyrev, G. V. (1993). *Podvodnye buksiruyemye sistemy i bui neytralnoy plavuchesti* [Underwater towed systems and buoys of neutral buoyancy]. Saint Petersburg, Sudostroenie Publ.
- [3] Poddubnyy, V. I., Shamarin, Yu. Ye., Chernenko, D. A., & Astakhov, L. S. (1995). *Dinamika podvodnykh buksiruyemykh sistem* [Dynamics of underwater towed systems]. Saint Petersburg, Sudostroenie Publ.
- [4] Liu, Z., Zhang, Y., Yu, X., & Yuan C. (2016). Unmanned surface vehicles: An overview of developments and challenges. *Annual Reviews in Control*, 41, 71-93. doi: 10.1016/j.arcontrol.2016.04.018.
- [5] Sarda, E. I., & Dhanak, M. R. (2017). A USV-Based Automated Launch and Recovery System for AUVs. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 42/1, 37-55. doi: 10.1109/JOE.2016.2554679.

- [6] Fang, M. C., Hou, C. S., & Luo, J. H. (2007). On the motions of the underwater remotely operated vehicle with the umbilical cable effect. *Ocean Engineering*, 34 (8-9), 1275-1289.
- [7] Kostenko, V. V., & Makeeva, I. G. (2009). Issledovanie vliyaniya kabelya svyazi na manevrennost teleupravlyаемого podvodnogo apparata [Study on the influence of a communication cable on the maneuverability of a remotely operated underwater vehicle]. *Podvodnyie issledovaniya i robototekhnika – Underwater Research and Robotics*, 1 (17), 22-27.
- [8] Veltischev, V. V. (2012). Uproschyonnoe predstavlenie gibkogo kabelya peremennoy dliny dlya modelirovaniya dinamiki teleupravlyаемого podvodnogo kompleksa [Simplified presentation of a variable-length flexible tether for simulating the dynamics of a remotely operated underwater complex]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana, Ser. «Mashinostroyeniye», Spets. vyipusk «Spetsialnaya robototekhnika i mehatronika» — Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Mechanical Engineering Series, special issue «Specialized robotics and mechatronics»*, 32-39.
- [9] Srivastava, V. K. (2014). Analyzing parabolic profile path for underwater towed-cable. *Journal of Marine Science and Application*, 13 (2), 185-192.
- [10] Yang, B. K., Zhu, K. Q., Zhu, Y. J., & Qin, D. W. (2013). Dynamic response of towed line array. *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, 25 (14), 616-619.
- [11] Park, J., & Kim, N. (2015). Dynamics modeling of a semi-submersible autonomous underwater vehicle with a towfish towed by a cable. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 7 (2), 409-425.
- [12] Blintsov, A. V., Burunina, Zh. Yu., Klimenko, P. G., & Dyk, Ch. T. (2012). Spetsializirovannyi modeliruyushchiy kompleks dlya issledovaniya effektivnosti sistemy upravleniya podvodnoy buksiruemoy sistemoy [Specialized modeling complex for studying the efficiency of the control system for an underwater towed system]. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universitetu korablebuduvannia*, 1 (442), 92-97.
- [13] Blintsov, O. V., & Nadtochii, V. A. (2012). Modeliuiuchyi kompleks dlia doslidzhennia dynamiky rukhu pryv'язanoi pidvodnoi systemy «sudno-nosii –pidvodnyi aparat–manipuliator» [Simulating complex for studying motion dynamics of the tethered underwater system «carrier ship–underwater vehicle–manipulator»]. *Visnyk Natsionalnoho universitetu korablebuduvannia (elektronne vydannia)*, 3, 261-266.
- [14] Dudykevych, V., & Blintsov, O. (2016). Tasks statement for modern automatic control theory of underwater complexes with flexible tethers. *Eureka: Physics and Engineering*, 5, 25-36.
- [15] Lukomskiy, Yu. A., Peshekhonov, V. G., & Skorokhodov, D. A. (2002). *Navigatsiya i upravlenie dvizheniem sudov*. Uchebnik [Navigation and ship movement control. Study guide.]: Elmor.
- [16] Blintsov, O. (2017). Devising a method for maintaining manageability at multidimensional automated control of tethered underwater vehicle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/ 9, 4-16.
- [17] Blintsov, O. (2016). Formation of a reference model for the method of inverse dynamics in the tasks of control of underwater complexes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/ 2 (82), 42-50.
- [18] Blintsov, O. (2017). Development of the mathematical modeling method for dynamics of the flexible tether as an element of the underwater complex. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/ 7, 4-14.
- [19] Blintsov, O. V., & Nadtochii, V. A. (2013). Systema avtomatychnoho keruvannia kabelnoiu lebidkoiu pryv'язanoi pidvodnoi systemy [Automatic control system for the cable winch of a tethered underwater system]. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universitetu korablebuduvannia*, 1 (446), 77-82.
- [20] Voitkunskiy, Ya. Y. (Ed.). (1985). *Spravochnik po teoryi korablia*. (T. 1). *Hydromekhanika. Soprotivlenye dvyzheniyu sudov*. Sudovyye dvyzhytely. Leningrad: Sudostroyeniye.
- [21] Vahushchenko, L. L., & Tsumbal, N. N. (2007). *Systemu avtomatychnoho upravleniya dvyzhenyem sudna*. 3-e yzd., pererab. y dop. Odessa: Fenyks.

**Постановка задачі.** Буксировані підводні системи (БПС) широко застосовуються при виконанні морських робіт і мають велику історію розвитку [1–3]. Вони мають ряд переваг у порівнянні з іншими видами підводної робототехніки:

- можливість обстеження великих обсягів водної товщі та значних площ донної поверхні (швидкості буксирування складають 6...12 вузлів);

- можливість комплексного дослідження параметрів водного середовища шляхом установлення на буксирований підводний апарат (БПА) необхідної різноманітної пошукової та дослідницької апаратури;

- можливість оперативної обробки отриманої інформації про підводне середовище у реальному часі;
- відносна простота конструкції та низька вартість створення БПС у порівнянні із самохідними підводними апаратами-роботами.

До типових підводних завдань для БПС належать:

- вимірювання гідрофізичних та гідрохімічних параметрів водного середовища;

- дослідження рельєфу й структури морського дна, цифрове картографування донної поверхні, виявлення підводних об'єктів з географічною прив'язкою;

– відео-, гідроакустичний та магнітометричний пошук підводних об'єктів у водній товщі, на донній поверхні та під шаром ґрунту;

– імпульсне зондування морського дна з метою пошуку корисних копалин на морському шельфі;

– обстеження, документування і картографування протяжних інженерних підводних об'єктів (підводних кабелів, трубопроводів тощо).

Особливу актуальність набувають безекіпажні морські системи [4], в тому числі безекіпажні БПС (ББПС) (рис. 1).

Безекіпажні БПС відрізняються від класичних тим, що замість судна забезпечення використовується безекіпажний надводний носій (БНН). Для виконання операцій спуску БПА на воду та підйому БПА на борт БНН без участі людини застосовуються автоматизовані спуско-піднімальні пристрої (СПП) [5]. Керування всіма операціями відбувається дистанційно через модуль цифрового радіозв'язку (МЦР). В іншому структура ББПС відповідає класичній: кабельна лебідка (КЛ) розташовується на БНН, кабель-буксир (КБ) корінним кінцем закріплюється на КЛ, ходовий кінець КБ закріплюється на БПА.

Безекіпажні БПС мають додаткові переваги у порівнянні з класичними БПС, обумовлені відсутністю людей на борту:

- висока автономність;
- підвищена дальність плавання;
- знижена водотоннажність.

Основною проблемою використання ББПС є автоматизація просторового руху БПА, оскільки як об'єкт керування ББПС являє собою суттєво нелінійний багатовимірний об'єкт, який містить взаємодіючі елементи із зосередженими (БНН та БПА) та розподіленими параметрами (КБ) параметрами.

Задачі дослідження ефективності систем автоматичного керування (САК) ББПС, дослідження властивостей ББПС як об'єкта керування на ранніх етапах проектування доцільно розв'язувати методом математичного моделювання.

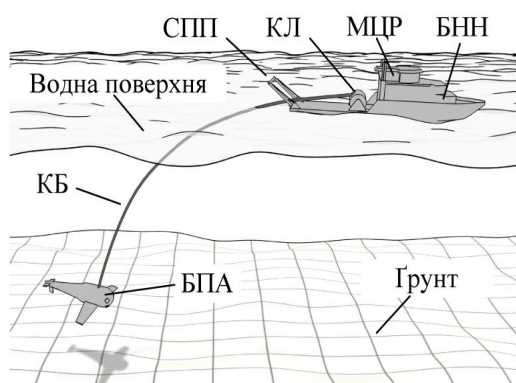


Рис. 1. Безекіпажна буксирована підводна система

Оскільки ББПС як об'єкт керування є суттєво нелінійним і його елементи описуються системами диференціальних рівнянь, які не мають аналітичних розв'язків, то виникає необхідність створення імітаційної моделі ББПС та її реалізації у вигляді комп'ютерної програми — спеціалізованого моделюючого комплексу (СМК).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Імітаційні моделі просторового руху надводних плавучих засобів та БПА як твердих тіл у потоці води в цілому добре вивчені та успішно застосовуються у складі моделюючих комплексів більш складних об'єктів — прив'язних підводних систем різних типів [3]. Основною складністю для моделювання останніх є забезпечення моделювання силової взаємодії між елементами системи з урахування динаміки гнучкого зв'язку — кабель-буксира.

Відомо про моделі прив'язних підводних систем з урахуванням усталеного впливу кабель-троса на підводний апарат. Використання таких моделей спрощує розробку моделюючого комплексу та зменшує вимоги до розрахункових ресурсів. Так, наприклад, у [6] розроблено модель динаміки просторового руху прив'язного підводного апарата. Вплив кабель-троса при цьому моделюється як усталений на основі ітеративного методу стрільби для розв'язання задачі пошуку граничних умов на його кінцях. У роботі [7] розроблено імітаційну модель усталеного руху кабель-троса, яка дає змогу оцінити його вплив на маневреність прив'язного підводного апарата. У роботі [8] пропонується імітаційна модель усталеного руху кабелю в площині зі змінною довжиною випущеної частини. Але моделі усталеного руху гнучкого зв'язку не враховують його динаміки, що обмежує їх застосування лише окремими режимами руху прив'язних підводних систем.

У роботі [9] наведено тривимірну модель гідродинаміки БПС. Головні рівняння КБ складено на основі сегментного методу. Рівняння КБ були апроксимовані з використанням методу скінченних різниць з неявною схемою розрахунку, що для розв'язку потребує застосування ітеративного методу Ньютонів. При цьому для забезпечення точності моделювання, достатньої для розв'язання задач дослідження САК БПС, необхідно збільшувати кількість сегментів КБ, що суттєво збільшить вимоги до розрахункових ресурсів.

Відомо про моделі БПС, в яких для моделювання КБ застосовується метод зосереджених мас та еластичних зв'язків. Так, у [10] модель КБ з урахуванням ефектів згинання та скручування була використана для моделювання кругового горизонтального маневру буксированої системи. У [11] розроблено модель

напівзаглибного автономного підводного апарата з КБ та гідролокатором бокового огляду. Але застосування таких моделей для БПС з нерозтяжними КБ супроводжується суттєвим збільшенням вимог до розрахункових ресурсів.

Найбільш повно питання імітаційного моделювання та комп'ютерного дослідження руху БПС як об'єкта керування розглянуто в роботах [12; 13]. Проте, у зазначених дослідженнях розглядається лише рух БПА у діаметральній площині судна-буксирувальника. Це не дає можливості оцінювати ефективність САК БПС зокрема при відхиленнях БПА від діаметральної площини судна-буксирувальника по горизонталі та в цілому при дослідженні просторового руху БПА.

**Відокремлення невіршених раніше частин загальної проблеми.** Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що при розробці імітаційних моделей прив'язаних підводних систем основну складність становить моделювання взаємодії підводного апарата та гнучкого зв'язку — кабель-троса або кабель-буксира. Тому імітаційні моделі суттєво спрощують за рахунок спрощення моделювання гнучкого зв'язку. Зазвичай для цього застосовують або моделі квазістаціонарного руху гнучкого зв'язку, або моделі динаміки гнучкого зв'язку в плоскій постановці задачі, або грубе моделювання динаміки просторового руху гнучкого зв'язку сегментним методом.

Крім того, адекватність розроблених СМК ґрунтується на адекватності використаних математичних моделей елементів БПС окремо, але в комплексі не підтверджується морським натурним або басейновим експериментом.

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — синтез імітаційної моделі для дослідження динаміки просторового руху безекіпажної буксированої підводної системи як об'єкта керування та перевірка її адекватності шляхом морського натурного експерименту.

Для досягнення поставленої мети в роботі розв'язано наступні задачі:

- синтезовано імітаційну модель безекіпажної буксированої підводної системи у складі безекіпажного надводного носія, кабельної лебідки, кабель-буксира та буксированого підводного апарата;
- розроблено спеціалізований моделюючий комплекс на базі синтезованої імітаційної моделі;
- перевірено адекватність спеціалізованого моделюючого комплексу шляхом морського натурного експерименту.

**Методи, об'єкт та предмет дослідження.** Для розв'язання поставлених задач використано наступні методи дослідження: метод моделювання гнучкого

зв'язку на основі автоматичного контролю осьового руху його елементів, метод моделювання числового розв'язку системи лінійних алгебраїчних рівнянь для обчислення сил реакції зв'язків при моделюванні динаміки кабель-буксира, методи числового розв'язку систем диференціальних рівнянь для математичного моделювання динаміки руху елементів ББПС, метод комп'ютерного моделювання для дослідження динаміки руху ББПС, метод планування та обробки даних морського натурного експерименту для оптимізації параметрів математичної моделі (ММ) підводного апарата.

**Об'єктом дослідження** є динаміка просторового руху ББПС.

**Предмет дослідження** — синтез моделі динаміки керованого просторового руху ББПС.

**Основний матеріал.** Синтез імітаційної моделі будемо виконувати згідно з модульним принципом, запропонованим у [14], на основі структур математичних моделей складових ББПС — елементів із зосередженими та розподіленими параметрами. Елементами із зосередженими параметрами є морські рухомі об'єкти (МРО), які мають властивості твердих, тобто БНН та БПА. Елементом з розподіленими параметрами є КБ.

При моделюванні МРО застосовуються базова система координат (БСК) та зв'язана система координат (ЗСК), їх докладний опис наведено в [15].

Основний закон динаміки просторового руху МРО як твердого тіла має форму системи нелінійних матричних диференціальних рівнянь [16]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_A V}{dt} &= I^{-1} T - KIV ; \\ \frac{d_B R}{dt} &= K_V V + V_s ; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$V = \vec{v} \vec{\omega}^T = [v_x \ v_y \ v_z \ \omega_x \ \omega_y \ \omega_z]^T;$$

$$R = \vec{r} \vec{q}^T = x \ y \ z \ \theta \ \varphi \ \psi^T;$$

$$T = [\vec{F} \ \vec{M}]^T = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T;$$

$$I = M + \Lambda; \quad V_s = \vec{v}_s \mathbf{0}_{1 \times 3}^T;$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y & 0 & 0 & 0 \\ \omega_z & 0 & -\omega_x & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_y & \omega_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -v_z & v_y & 0 & -\omega_z & \omega_y \\ v_z & 0 & -v_x & \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -v_y & v_x & 0 & -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix};$$

$$K_V = \begin{bmatrix} K_v & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & K_\omega \end{bmatrix}; K_\omega^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & \sin \psi & 0 \\ 0 & \cos \psi \cos \theta & \sin \theta \\ 0 & -\cos \psi \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix};$$

$$K_v = \begin{bmatrix} \cos \varphi \cos \psi & (\sin \varphi \sin \theta - (\cos \varphi \sin \psi \sin \theta + \sin \varphi \cos \theta)) & (\cos \varphi \sin \psi \sin \theta + \sin \varphi \cos \theta) \\ \sin \psi & \cos \psi \cos \theta & -\cos \psi \sin \theta \\ -\sin \varphi \cos \psi & (\sin \varphi \sin \psi \cos \theta + \cos \varphi \sin \theta) & (\cos \varphi \cos \theta - \sin \varphi \sin \psi \sin \theta) \end{bmatrix},$$

де  $V, R$  — матриці відповідно швидкісних та позиційних кінематичних параметрів МРО;  $I$  — матриця мас та моментів інерції МРО розміром  $6 \times 6$ ;  $T$  — матриця рівнодіючих сил  $\vec{F}$  і моментів  $\vec{M}$ , які діють на МРО;  $K$  — матриця, яка враховує переносний рух при взятті похідної по відношенню до ЗСК;  $K_v$  — кінематична матриця зв'язку позиційних та швидкісних кінематичних параметрів МРО розміром  $6 \times 6$ ;  $V_s$  — матриця поправки на швидкість течії;  $\vec{v}$ ,  $\vec{\omega}$  — вектори відповідно поступальної та обертової швидкостей МРО;  $v_{x,y,z}$ ,  $\omega_{x,y,z}$  — проекції векторів відповідно  $\vec{v}$  і  $\vec{\omega}$  на осі ЗСК;  $\vec{r}$  та  $\vec{q}$  — вектори відповідно поступальних й обертових координат МРО;  $x, y, z$  — поступальні координати МРО;  $\theta, \varphi, \psi$  — обертові координати МРО (кути Ейлера);  $F_{x,y,z}$ ,  $M_{x,y,z}$  — проекції векторів відповідно  $\vec{F}$  та  $\vec{M}$  на осі ЗСК;  $M, \Lambda$  — матриці відповідно власних мас і моментів інерції МРО та приєднаних мас і моментів інерції води розміром  $6 \times 6$ ;  $\vec{v}_s$  — вектор швидкості течії;  $K_v$  — матриця зв'язку між ЗСК та БСК;  $K_\omega$  — матриця зв'язку між проекціями вектора  $\vec{\omega}$  на осі ЗСК та швидкостями зміни кутів Ейлера, тобто кінематична матриця зв'язку обертового руху МРО.

Елементи матриці сил та моментів  $T$ , тобто вектори  $\vec{F}$  та  $\vec{M}$ , утворюються за принципом суперпозицій з трьох складових: реактивні, рушійні та зовнішні сили і моменти. Реактивні сили та моменти розділяються на інерційні й в'язкі. Перші враховуються приєднаними масами рідини. Останні зазвичай подають у вигляді суми лінійної та квадратичної залежностей від швидкості руху МРО по відношенню до водного середовища. Рушійні сили та моменти виникають у результаті роботи рушійного комплексу МРО. До зовнішніх сил та моментів відносять сили тяжіння і спливання та збурюючий вплив КБ.

Основний закон динаміки МРО у вигляді матричних рівнянь (1) можна застосовувати в прямій формі для моделювання руху МРО та в інверсній формі для синтезу САК його просторовим рухом методом оберненої динаміки [17]. На відміну від відомих

форм запису власні маси та моменти інерції МРО  $M$  і приєднані маси та моменти інерції рідини  $\Lambda$  зведено в окрему матрицю  $I$ . Це дає змогу використовувати отримане матричне рівняння без структурних змін для дослідження динаміки просторового руху МРО з різними параметрами: БНН та БПА.

Розглянемо тепер узагальнені форми математичного моделювання динаміки КБ та судових кабельних лебідок. Для моделювання динаміки КБ його математична модель повинна бути подана у наступному вигляді [14]:

$$\begin{cases} \vec{F}_i = \vec{f}(\vec{r}_{i-1}, \vec{r}_i, \vec{r}_{i+1}, \frac{d\vec{r}_i}{dt}, L); \\ m\ddot{\vec{r}}_i = \vec{F}_i, \end{cases} \quad (2)$$

де  $\vec{F}_i$  — вектор рівнодіючої сили, яка діє на елементарну ділянку КБ,  $i = 1, 2, \dots, n$ ;  $\vec{r}_i$  — координати елементарної ділянки КБ;  $L$  — довжина випущеної частини КБ.

Координати корінного  $\vec{r}_1$  та ходового  $\vec{r}_n$  кінців КБ визначаються на основі позиційних кінематичних параметрів МРО, до яких вони під'єднані (БНН та БПА), і є входами ММ КБ. Виходами ММ КБ є сили натягу на корінному  $\vec{F}_1$  та ходовому  $\vec{F}_n$  кінцях КБ, які є вхідними величинами для ММ МРО. Керуючим впливом для ММ КБ є довжина його випущеної частини  $L$ .

Застосування ММ КБ у вигляді (2) дозволяє врахувати взаємний вплив усіх елементів ББПС при моделюванні динаміки його руху, в тому числі при оперативній зміні довжини КБ.

Для моделювання КБ у складі СМК будемо використовувати метод з автоматичним контролем осьового руху елементів гнучкого зв'язку, запропонований у [18]. Він об'єднує переваги класичних методів моделювання гнучких зв'язків: забезпечує майже константне значення довжин зв'язків, як сегментний метод, при цьому для його застосування можна вико-



ристовувати безітеративні методи розв'язку систем диференціальних рівнянь, як у методі зосереджених мас та еластичних зв'язків. Крім того, цей метод на відміну від класичних методів дає змогу моделювати динаміку зміни довжини випущеної частини КБ, що є важливою властивістю для дослідження динаміки ББПС.

Випускання-підбирання КБ моделюється на основі ММ динаміки кабельної лебідки [19], яку в згорнутому вигляді можна навести у вигляді наступної системи рівнянь [14]:

$$\begin{cases} M_{EM} = f u_w, \omega ; \\ \dot{\omega} = f M_{EM}, M_L ; & M_L = RF_1; \\ \dot{L} = R\omega, \end{cases} \quad (3)$$

де  $u_w$  — сигнал керування приводом КЛ;  $M_{EM}$  — рушійний момент електродвигуна КЛ;  $\omega$  — кутова швидкість обертання барабана КЛ;  $M_L$  — гальмівний момент на барабані КЛ;  $R$  — радіус барабана КЛ.

Таким чином, імітаційна модель ББПС складається із сукупностей ММ БНН та БПА у вигляді (1), ММ КБ (2) та ММ КЛ (3). Параметри кожної ММ можуть відрізнятися залежно від параметрів відповідних елементів ББПС та прийнятих припущень. Але у цілому використанні форми ММ елементів ББПС дають змогу застосовувати принцип модульності при створенні моделюючих комплексів для дослідження динаміки просторового руху прив'язних систем.

Структуру СМК розробимо з урахуванням особливостей взаємодії елементів ББПС шляхом з'єднання входів та виходів модулів, які моделюють окремі елементи складових ББПС (рис. 2).

Розглянемо порядок організації обчислювального процесу в цій структурі. Математична модель БПА складається з основного закону динаміки та математичних моделей гідродинамічних впливів (ГДВ), несучої поверхні (НП), керуючих крил (КК), впливу сил тяжіння та плавучості (СТП). Математичні моделі перелічених елементів докладно описані в довідковій літературі [20].

Моделюватимемо БПА, обладнаний горизонтальною несучою поверхнею та двома керуючими крилами. При цьому НП розташовуються так, щоб рівнодіюча сил, які вона створює, компенсувала вертикальну складову збурюючої сили від КБ, а КК розташовуються в кормовій частині БПА, що надає можливість створювати керований диферентуючий момент. Керуючим впливом для БПА є вектор-рядок  $\bar{u}$ :

$$\bar{u} = u_{left}, u_{right} ; u_{left} \in [-1, 1]; u_{right} \in [-1, 1],$$

де  $u_{left}$  — сигнал керування для лівого керуючого крила;  $u_{right}$  — сигнал керування правого керуючого крила.

При цьому при  $u_{left} = u_{right}$  крен БПА дорівнюватиме нулю і керованою буде лише глибина БПА за рахунок зміни диференту БПА, останній у цьому випадку керується синхронною зміною керуючих впливів для лівого та правого крил. Якщо  $u_{left} \neq u_{right}$ , то

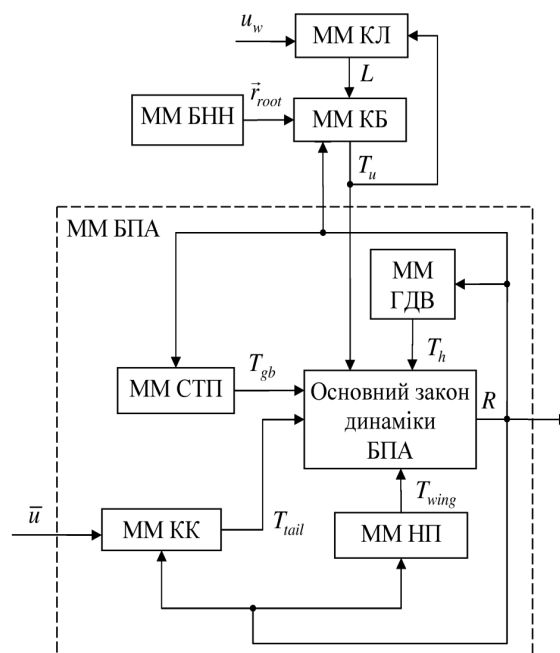


Рис. 2. Узагальнена структура спеціалізованого моделюючого комплексу для дослідження динаміки просторового руху ББПС

з'явиться крен і БПА зміщуватиметься вбік. Таким чином забезпечуються два керовані степені вільності: вертикальне та бокове переміщення БПА.

Для повороту КК застосовується автоматизований електропривід, тому динаміку повороту КК відносно корпусу БПА моделюватимемо за допомоги задавача інтенсивності першого порядку:

$$\frac{du_{out}}{dt} = \frac{1}{T_{int}} \text{sat}(\varepsilon, \varepsilon_s);$$

$$\varepsilon = u_{in} - u_{out}; \quad \text{sat}(\varepsilon, \varepsilon_s) = \begin{cases} \varepsilon_s, & \text{при } \varepsilon > \varepsilon_s; \\ -\varepsilon_s, & \text{при } \varepsilon < -\varepsilon_s; \\ \varepsilon, & \text{інакше;} \end{cases}$$

$$\alpha_{left, right} = K u_{out(left), out(right)}, \quad K < 0,$$

де  $u_{in}$  — параметр, який потрапляє на вхід задавача інтенсивності,  $u_{out}$  — вихідне значення задавача інтенсивності;  $\varepsilon$  — сигнал неузгодженості параметрів  $u_{in}$  та  $u_{out}$ ;  $\varepsilon_s$  — параметр, який визначає поріг насичення сигналу неузгодженості  $\varepsilon$ ;  $T_{int}$  — стала часу, яка визначає динаміку перехідного процесу при виході параметра  $\varepsilon$  з режиму насичення;  $\text{sat}(\varepsilon, \varepsilon_s)$  — функція, яка реалізує нелінійний елемент з характеристикою типу «насичення»;  $\alpha_{left, right}$  — відповідно кути повороту лівого й правого КК відносно корпусу БПА;  $K$  — коефіцієнт масштабування керуючого впливу, оскільки параметри  $u_{left}$ ,  $u_{right}$  безрозмірні, то коефіцієнт  $K$  має кутову розмірність;  $u_{out(left)}$ ,  $u_{out(right)}$  — виходи задавачів інтенсивності відповідно для лівого та правого КК.

При від'ємних значеннях  $u_{left}$ ,  $u_{right}$  кути  $\alpha_{left}$ ,  $\alpha_{right}$  мають додатні значення, що створюватиме диферент на ніс БПА і змушуватиме його заглиблюватися, відповідно, при додатних значеннях керуючих впливів БПА отримуватиме диферент на корму і буде спливати. Такий вибір знака коефіцієнта  $K$  зроблено з урахуванням того, що кінцевим керованим параметром є поступальне переміщення БПА вздовж вертикальної осі БСК, направленої вгору, і знаки керуючих впливів (за рівності їх абсолютних значень) відповідатимуть напрямку руху БПА вздовж вертикальної осі обраної системи координат.

Якщо  $u_{left} > u_{right}$  то  $\alpha_{left} < \alpha_{right}$ , у зв'язку із цим БПА отримуватиме крен на лівий борт, це, відповідно, спричинятиме його переміщення вправо, і навпаки, якщо  $u_{left} < u_{right}$  то  $\alpha_{left} > \alpha_{right}$ , у зв'язку із цим БПА отримуватиме крен на правий борт, це, відповідно, спричинятиме його переміщення вліво. Такі переміщення пояснюються тим, що «підйомна сила» несучої поверхні спрямована вниз.

Елементи матриці сил та моментів  $T$ , тобто вектори  $\vec{F}$  та  $\vec{M}$ , утворюються за принципом суперпозицій [21]:

$$T = T_h + T_{gb} + T_{wing} + T_{tail} + T_u;$$

де  $T_h$  — матриця гідродинамічних (в'язких) сил та моментів;  $T_{gb}$  — матриця сил та моментів тяжіння і плавучості;  $T_{wing}$  — матриця сил та моментів НП;  $T_{tail}$  — матриця сил та моментів ХО;  $T_u$  — матриця сил та моментів КБ.

Усі елементи цих матриць задаються в проекціях на осі ЗСК.

При виконанні підводних робіт БНН рухається або прямолінійно, або за деякою заданою траєкторією. У задачах дослідження САК рухом БПА, які розглядаються в статті, немає необхідності моделювати БНН. Достатньо задавати у функції часу  $t$  координати корінного кінця КБ, закріпленого на БНН, у вигляді радіус-вектора  $\vec{r}_{root}(t)$ , який з'єднує початок БСК та точку кріплення корінного кінця КБ на БНН. Власне таку задачу і виконує ММ БНН.

На вхід імітаційної моделі ББПС у ролі керуючого впливу також надходить параметр  $u_w$ , який являє собою керуючий вплив для електроприводу КЛ. При  $u_w > 0$  кабельна лебідка випускає КБ і довжина його випущеної частини  $L$  збільшується. Відповідно, при  $u_w < 0$  параметр  $L$  зменшується, а при  $u_w = 0$  — не змінюється.

Динаміка зміни довжини КБ обчислюється в ММ КЛ, а динаміка руху КБ обчислюється в ММ КБ.

Спеціалізований моделюючий комплекс реалізовано в середовищі Simulink пакета Matlab.

Перевірку адекватності синтезованої імітаційної моделі та розробленого на її основі СМК здійснено шляхом проведення морських натурних випробувань макету БПА проекту «Планер-2» виробництва Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна, м. Миколаїв).

Метою експерименту було визначення характеру динаміки руху БПА. Адекватність імітаційної моделі оцінювалася шляхом порівняння динамічних властивостей БПА та його імітаційної моделі при різних швидкостях буксирування. Порівнювалися основні кінематичні параметри БПА: крен  $\theta$ , диферент  $\psi$  та глибина  $y$ . Експеримент проводився в два етапи:

- 1) проведення морських натурних випробувань БПА зі зберіганням залежностей  $\theta(t)$ ,  $\psi(t)$  та  $y(t)$ ;
- 2) налаштування параметрів імітаційної моделі для забезпечення задовільного збігу динамічних властивостей БПА.

Після проведення морських натурних випробувань параметри імітаційної моделі налаштовувалися (оптимізувалися) таким чином, щоб задовольняли наступному комплексному критерію  $G$ :

$$G\beta = E_y < 15\% \wedge E_\theta < 15\% \wedge E_\psi < 15\% \wedge J_y < 10\% \wedge J_\theta < 10\% \wedge J_\psi < 10\% \quad (4)$$

$$E_y = \frac{100\%}{y_{\max}} \max |y_r(t) - y_m(t, \beta)|;$$

$$J_y = \frac{100\%}{t_s y_{\max}} \int_0^{t_s} |y_r(t) - y_m(t, \beta)| dt; \quad (5)$$

$$E_\theta = \frac{100\%}{\theta_{\max}} \max |\theta_r(t) - \theta_m(t, \beta)|;$$

$$J_\theta = \frac{100\%}{t_s \theta_{\max}} \int_0^{t_s} |\theta_r(t) - \theta_m(t, \beta)| dt; \quad (6)$$

$$E_\psi = \frac{100\%}{\psi_{\max}} \max |\psi_r(t) - \psi_m(t, \beta)|;$$

$$J_\psi = \frac{100\%}{t_s \psi_{\max}} \int_0^{t_s} |\psi_r(t) - \psi_m(t, \beta)| dt; \quad (7)$$

де  $\beta$  — вектор параметрів імітаційної моделі БПА, які оптимізуються;  $E_{y, \theta, \psi}$  — максимальні відносні нев'язки між експериментальними даними та даними імітаційного моделювання;  $J_{y, \theta, \psi}$  — функціонали, які дають змогу оцінити адекватність імітаційної моделі БПА;  $t_s$  — момент часу, в який завершується перехідний процес;  $y_r, \theta_r, \psi_r$  — експериментальні значення відповідно глибини, крену та диференту БПА;  $y_m, \theta_m, \psi_m$  — змодельовані значення відповідно глибини, крену й диференту БПА;  $y_{\max}, \theta_{\max}, \psi_{\max}$  — граничні значення відповідно глибини, крену та диференту БПА.

Функціонали  $J_{y, \theta, \psi}$  являють собою відносні оцінки математичного очікування абсолютних значень нев'язок експериментальних та змодельованих значень кінематичних параметрів БПА. Модулі нев'язок як основні параметри при розрахунку функціоналів  $J_{y, \theta, \psi}$  обрано через те, що критерій  $G(\beta)$  не передбачає їх мінімізацію, оскільки БПА є багатовимірним суттєво нелінійним об'єктом і мінімізація одного з функціоналів може спричинити недопустиме збільшення інших. Натомість 10%-й поріг для функціоналів  $J_{y, \theta, \psi}$  забезпечить достатню точність для імітаційної моделі такої складності і забезпечить її адекватність. Зменшувати поріг у даному випадку немає необхідності, оскільки імітаційна модель має забезпечувати достовірний характер нелінійних динамічних процесів при просторовому русі БПА.

Таблиця 1. Умови буксирування БПА

Параметр	Умова 1	Умова 2
Швидкість буксирування $v_{\text{tow}}$ , м/с	2	3
Період сигналу керування (меандру) $T$ для визначення залежностей $\psi(t)$ та $y(t)$ , с	70	140
Загальна тривалість буксирування $t_{\text{tow}}$ для визначення залежностей $\psi(t)$ та $y(t)$ , с	350	700
Період сигналу керування (меандру) $T$ для визначення залежності $\theta(t)$ , с	6	4
Загальна тривалість буксирування $t_{\text{tow}}$ для визначення залежності $\theta(t)$ , с	30	20

Максимальна проектна глибина БПА складає 30 м, тому  $y_{\max} = 30$  м. У номінальних режимах руху диферент БПА не перевищує  $\pm 45^\circ$ , тому  $\psi_{\max} = 90^\circ$ , крен БПА не перевищує  $\pm 90^\circ$ , тому  $\theta_{\max} = 180^\circ$ .

Морський натурний експеримент проводився за швидкостей буксирування  $v_{\text{tow}} = 2$  та  $v_{\text{tow}} = 3$  м/с.

Спочатку необхідно було визначити наступні параметри:

–  $t_{y_{\max}}$  — тривалість занурення БПА з початкового положення  $y \approx -5$  м до  $y = -y_{\max}$ ;

–  $t_{\theta_{\max}}$  — тривалість зміни крену БПА від початкового положення  $\theta \approx 0^\circ$  до  $\theta \approx \pm 90^\circ$ .

У результаті експерименту було встановлено, що  $t_{y_{\max}}$  складає приблизно 35 с при  $v_{\text{tow}} = 2$  та 70 с при  $v_{\text{tow}} = 3$  м/с,  $t_{\theta_{\max}}$  складає приблизно 6 с при  $v_{\text{tow}} = 2$  та 4 с при  $v_{\text{tow}} = 3$  м/с.

Далі необхідно було отримати експериментальні значення залежностей  $\theta(t)$ ,  $\psi(t)$  та  $y(t)$ . Керуючий вплив при цьому задавався у вигляді меандру:

$$u = -\text{sgn} \left[ \sin \left( \frac{2\pi}{T} t \right) \right];$$

$$u_{\text{left}} = u_{\text{right}},$$

де  $T$  — період меандру;  $\text{sgn}()$  — функція сігнум.

Для отримання залежностей  $\psi(t)$  та  $y(t)$  керуючі впливи лівого та правого КК повинні бути однакові:  $u_{\text{left}} = u_{\text{right}}$ . При цьому параметр  $T$  обирається виходячи з того, що керуючий вплив на заглиблення повинен подаватися стільки часу, щоб БПА досяг глибини  $u_{\max}$ , тобто  $T = 2t_{y_{\max}}$ .

Аналогічним чином обирався параметр  $T$  для отримання залежності  $\theta(t)$  — керуючий вплив повинен подаватися стільки часу, щоб БПА змінив крен з одного борту на інший, тобто  $T = 2t_{\theta_{\max}}$ . При цьому значення керуючих впливів для лівого та правого КК повинні мати різні знаки:  $-u_{\text{left}} = u_{\text{right}}$ .

Загальна тривалість буксирування  $t_{\text{tow}}$  обиралася так, щоб БПА виконав 5 циклів «занурення–спливання» та 5 циклів зміни крену з одного борту на інший, тобто  $t_{\text{tow}} = 5T$ . Умови буксирування зведено в табл. 1.

Після завершення морського натурного експерименту та отримання залежностей  $\theta_r(t)$ ,  $\psi_r(t)$  та  $y_r(t)$  було проведено імітаційне моделювання та налаштовано параметри ММ ББПС (табл. 2).

**Таблиця 2.** Оптимізовані параметри ММ ББПС

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Корпус БПА (трьохосьовий еліпсоїд)		
Довжина $l_1$	м	0,75
Ширина $l_2$	м	0,3
Висота $l_3$	м	0,2
Густина води $\rho$	кг/м <sup>3</sup>	1024
Водотоннажність $V_{dis}$	м <sup>3</sup>	0,024
Маса $m$	кг	24,1
Площа поверхні $S_{ПА}$	м <sup>2</sup>	0,46
Площі проєкцій на площини ЗСК:		
– поперечну $S_{ПАx}$	м <sup>2</sup>	0,047
– горизонтальну $S_{ПАy}$	м <sup>2</sup>	0,177
– діаметральну $S_{ПАz}$	м <sup>2</sup>	0,118
Гідродинамічні коефіцієнти:		
– $\{k_{F_x}, k_{F_y}, k_{F_z}\}$	–	{3,1, 3,5, 3,4}
– $\{k_{M_x}, k_{M_y}, k_{M_z}\}$	–	{0,25, 0,5, 0,5}
Несуча поверхня		
Профіль	–	CLARK-Y
Форма в плані	–	Прямокутна
Розмах $a_{НП}$	м	0,5
Хорда $b_{НП}$	м	0,25
Точка прикладення рівнодіючої сили в ЗСК $R_{НП}$	{м, м, м}	{0,2, 0, 0}
Максимальний гідродинамічний коефіцієнт підйомної сили $C_{НПx}$ (при куті атаки 15°)	–	1,38
Гідродинамічний коефіцієнт лобового опору $C_{НПy}$ (при куті атаки 15°)	–	0,13
Керуюче крило		
Профіль	–	NACA 0012
Форма в плані	–	Прямокутна
Розмах $a_{КК}$	м	0,20
Хорда $b_{КК}$	м	0,15
Точка прикладення рівнодіючої сили в ЗСК:	{м, м, м}	
– ліве $R_{ККл}$		{-0,38, 0, -0,2}
– праве $R_{ККп}$		{-0,38, 0, -0,2}
Максимальний гідродинамічний коефіцієнт підйомної сили СККх (при куті атаки 15°)	–	1,2
Гідродинамічний коефіцієнт лобового опору СККу (при куті атаки 15°)	–	0,098
Кабель-буксир		
Довжина $L_{КБ}$	м	50
Діаметр $D$	мм	6
Коефіцієнти гідродинамічного опору:		
– нормальний $C_n$	–	1,0
– тангенціальний $C_t$	–	0,1
Точка кріплення ходового кінця КБ у ЗСК $R_{КБ}$	{м, м, м}	{0,23, 0,1, 0}

Результати морського натурного експерименту та імітаційного моделювання з оптимізованими параметрами ММ ББПА подано на рис. 3–8.

Як бачимо, імітаційна модель БПА забезпечує достовірний характер нелінійних динамічних процесів при просторовому русі БПА. Результати обчислення складових критерію  $G$  за формулами (5)–(7) зведені в табл. 3.

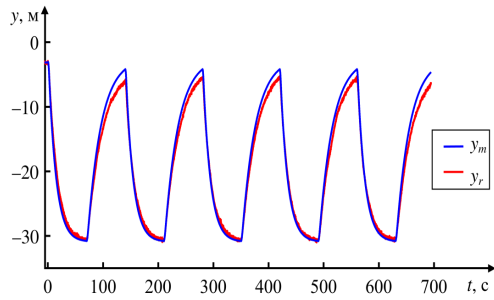


Рис. 3. Динаміка «заглиблення–спливання» БПА при  $v_{tow} = 2$  м/с

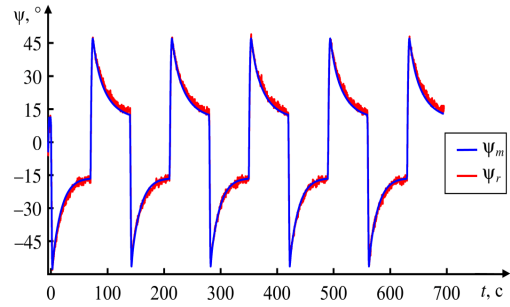


Рис. 4. Динаміка зміни диференту БПА при  $v_{tow} = 2$  м/с

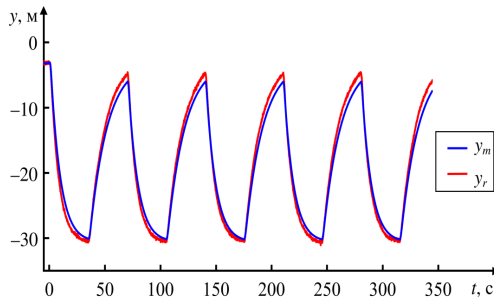


Рис. 5. Динаміка «заглиблення–спливання» БПА при  $v_{tow} = 3$  м/с

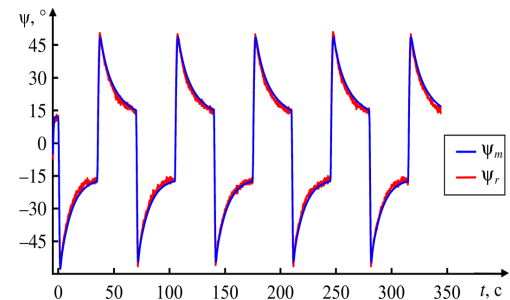


Рис. 6. Динаміка зміни диференту БПА при  $v_{tow} = 3$  м/с

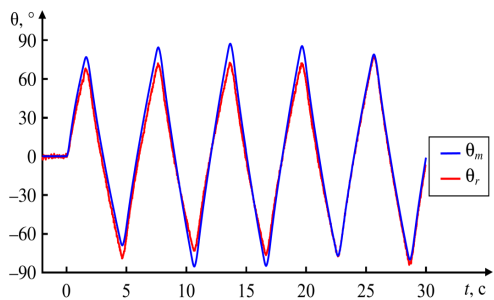


Рис. 7. Динаміка зміни крену БПА при  $v_{tow} = 2$  м/с

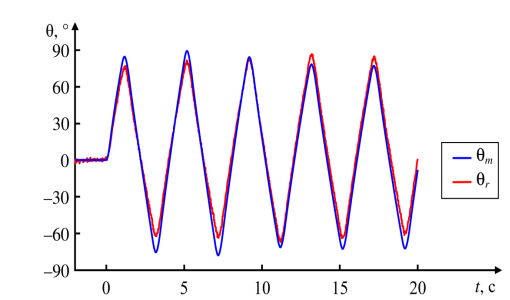


Рис. 8. Динаміка зміни крену БПА при  $v_{tow} = 3$  м/с

Таблиця 3. Числові значення складових критерію G

Критерій, %	Умова 1	Умова 2
$E_y$	8,04	7,40
$J_y$	3,14	3,32
$E_w$	10,25	9,22
$J_w$	1,33	1,69
$E_n$	9,58	9,62
$J_n$	3,07	3,26

Якщо підставити отримані значення у формулу (4), то отримаємо  $G = true$  за різних швидкостей буксирування (2 та 3 м/с), що підтверджує адекватність синтезованої імітаційної моделі БПС.

**Обговорення отриманих результатів.** Розроблений СМК дає змогу досліджувати динаміку просторового руху БПС, у тому числі досліджувати ефективність систем автоматичного керування просторовим рухом БПС без проведення складних,

тривалих та дорогих басейнових або морських натурних випробувань.

Отримані результати становлять наукову цінність для розвитку досліджень у сфері морської робототехніки, зокрема в задачах дослідження руху прив'язаних підводних систем, оскільки дають змогу досліджувати динаміку просторового руху БПА з урахуванням динаміки гнучкого зв'язку економічно ефективним методом комп'ютерного моделювання. Синтезована імітаційна модель може використовуватися для оцінки технічних характеристик складових БПС на стадії їх проектування, а також для синтезу систем автоматичного керування їх рухом у разі застосування методів синтезу, які передбачають наявність математичної моделі об'єкта керування.

**ВИСНОВКИ.** 1. Синтезовано імітаційну модель безпечної буксированої підводної системи на осно-

ві математичних моделей кабельної лебідки, кабель-буксира та буксированого підводного апарата, яка є основою для комп'ютерного дослідження динаміки просторового руху буксированого підводного апарата.

2. Розроблено спеціалізований моделюючий комплекс на базі синтезованої імітаційної моделі, який дає змогу досліджувати методом комп'ютерного експерименту керований просторовий рух безекіпажної буксированого підводної системи та досліджувати ефективність роботи систем автоматичного керування таким об'єктом морської техніки.

3. Шляхом проведення морського натурального експерименту підтверджено адекватність спеціалізованого моделюючого комплексу та достовірний

характер нелінійних динамічних процесів при просторовому русі безекіпажної буксированого підводної системи. Максимальні значення нев'язок кінематичних параметрів, отриманих у результаті морського експерименту та імітаційного моделювання, не перевищує 10,25 %, відносні оцінки математичного очікування абсолютних значень нев'язок експериментальних та змодельованих значень кінематичних параметрів не перевищують 3,32 %. Отриманий результат є цілком достатнім для імітаційної моделі такої складності та дає змогу застосовувати синтезовану імітаційну модель для дослідження динаміки просторового руху безекіпажної буксированого підводної системи.

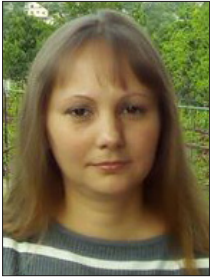
### Список літератури

- [1] Егоров, В. И. (1981). *Подводные буксируемые системы*: учеб. пособие. Ленинград: Судостроение.
- [2] Иконников, И. Б., Гаврилов, В. М., & Пузырев, Г. В. (1993). *Подводные буксируемые системы и буи нейтральной плавучести*. Санкт-Петербург: Судостроение.
- [3] Поддубный, В. И., Шамарин, Ю. Е., Черненко, Д. А., & Астахов, Л. С. (1995). *Динамика подводных буксируемых систем*. Санкт-Петербург: Судостроение.
- [4] Liu, Z., Zhang, Y., Yu, X., & Yuan C. (2016). Unmanned surface vehicles: An overview of developments and challenges. *Annual Reviews in Control*, 41, 71-93. doi: 10.1016/j.arcontrol.2016.04.018.
- [5] Sarda, E. I., & Dhanak, M. R. (2017). A USV-Based Automated Launch and Recovery System for AUVs. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 42/1, 37-55. doi: 10.1109/JOE.2016.2554679.
- [6] Fang, M. C., Hou, C. S., & Luo, J. H. (2007). On the motions of the underwater remotely operated vehicle with the umbilical cable effect. *Ocean Engineering*, 34 (8-9), 1275-1289.
- [7] Костенко, В. В., & Макеева, И. Г. (2009). Исследование влияния кабеля связи на маневренность телеуправляемого подводного аппарата. *Подводные исследования и робототехника*, 1/7, 22-27.
- [8] Вельтищев, В. В. (2012). Упрощенное представление гибкого кабеля переменной длины для моделирования динамики телеуправляемого подводного комплекса. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение», Спец. выпуск «Специальная робототехника и мехатроника»*, 32-39.
- [9] Srivastava, V. K. (2014). Analyzing parabolic profile path for underwater towed-cable. *Journal of Marine Science and Application*, 13 (2), 185-192.
- [10] Yang, B. K., Zhu, K. Q., Zhu, Y. J., & Qin, D. W. (2013). Dynamic response of towed line array. *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, 25 (14), 616-619.
- [11] Park, J., & Kim, N. (2015). Dynamics modeling of a semi-submersible autonomous underwater vehicle with a towfish towed by a cable. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 7 (2), 409-425.
- [12] Блинцов, А. В., Бурунина, Ж. Ю., Клименко, П. Г., & Дык, Ч. Т. (2012). Специализированный моделирующий комплекс для исследования эффективности системы управления подводной буксированой системой. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*, 1 (442), 92-97.
- [13] Блинцов, О. В., & Надточій, В. А. (2012). Моделирующий комплекс для дослідження динаміки руху прив'язної підводної системи «судно-носії – підводний апарат-маніпулятор». *Вісник Національного університету кораблебудування (електронне видання)*, 3, 261-266.
- [14] Dudykevych, V., & Blintsov, O. (2016). Tasks statement for modern automatic control theory of underwater complexes with flexible tethers. *Eureka: Physics and Engineering*, 5, 25-36.
- [15] Лукомский, Ю. А., Пешехонов, В. Г., & Скороходов, Д. А. (2002). *Навигация и управление движением судов*. Учебник. Элмор.
- [16] Blintsov, O. (2017). Devising a method for maintaining manageability at multidimensional automated control of tethered underwater vehicle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/ 9, 4-16.
- [17] Blintsov, O. (2016). Formation of a reference model for the method of inverse dynamics in the tasks of control of underwater complexes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/ 2 (82), 42-50.
- [18] Blintsov, O. (2017). Development of the mathematical modeling method for dynamics of the flexible tether as an element of the underwater complex. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/ 7, 4-14.
- [19] Блинцов, О. В. & Надточій, В. А. (2013). Система автоматичного керування кабельною лебідкою прив'язної підводної системи. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*, 1 (446), 77-82.

- [20] Войткунский, Я. И. (Ред.). (1985). *Справочник по теории корабля*. (Т. 1). Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. Ленинград: Судостроение.
- [21] Вагущенко, Л. Л., & Цымбал, Н. Н. (2007). *Системы автоматического управления движением судна*. 3-е изд., перераб. и доп. Одесса: Феникс.

---

© О. В. Блінцов, В. В. Соколов  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. Г. В. Павлов



Hanna  
S. Hrudinina

Грудініна  
Ганна  
Сергіївна

УДК 629.58:681.5

## MATHEMATICAL MODELING OF AN AUTONOMOUS UNINHABITED UNDERWATER VEHICLE DYNAMICS WITH PROPELLER IN THE ROTARY NOZZLE

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ АВТОНОМНОГО НЕНАСЕЛЕННОГО ПІДВОДНОГО АПАРАТА З ГРЕБНИМ ГВИНТОМ У ПОВОРОТНІЙ НАСАДЦІ

DOI 10.15589/SMI.2018.02.14

Hanna S. Hrudinina

Г. С. Грудініна, викл.

hanna.hrudinina@nuos.edu.ua

ORC ID: 0000-0001-8298-9251

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** In this paper, the research of hydrodynamic characteristics of a rotary screw column in the propulsion and steering complex (PSC) of an autonomous uninhabited underwater vehicle (AUV) is being carried out. These characteristics include: the change of the propeller thrust force and the force on the propeller shaft, during the change in the incident flow angle. To obtain the required characteristics, the method of mathematical modeling of the AUV plane motion in the Simulink system was applied. The improved mathematical model of the vehicle rectilinear motion was performed by supplementing its equations, which allows to simulate the operation of the PSC, “propeller–rotary nozzle”, in the downwash water flow. The propeller operation design in the guide nozzle in a direct and downwash water flow at the underwater vehicle different speeds is carried out. Vehicle speed and shaft speed graphs were obtained. The dependences of the change in propeller thrust force on incident flow angle are plotted for various underwater vehicle traverse speeds. The possibility of accounting for the significant nonlinear dependence of the propeller thrust force and the propeller shaft force on the incident flow angle is the scientific novelty. Practical significance of the work lies on the possibility of improving the AUV control quality by compensating for the changes in the propeller thrust force and force on the propeller shaft. It will be particularly relevant to use the obtained characteristics in the development of control systems for AUV trajectory motion.

**Keywords:** mathematical modeling; autonomous uninhabited underwater vehicle; propulsion and steering complex; rotary screw column.

**Анотація.** Досліджені гідродинамічні характеристики поворотної гвинтової колонки у складі рушійно-стернового комплексу (РСК) автономного ненаселеного підводного апарата (АНПА). До таких характеристик належать: зміна упору гребного гвинта та зусилля на гребному валу при зміні кута потоку, що набігає. Для отримання необхідних характеристик застосовано методику математичного моделювання плоского руху АНПА в системі Simulink. Удосконалена математична модель прямолінійного руху апарата доповненням її рівняннями, що дозволяють імітувати роботу РСК «гребний гвинт–поворотна насадка» у скошеному потоці води. Проведено моделювання роботи гребного гвинта в направляючій насадці у прямому і скошеному потоках води за різної швидкості руху підводного апарата. Отримано графік швидкості руху апарата та графік частоти обертання вала. Побудовано залежності зміни упору гребного гвинта від кута потоку, що набігає, для різних швидкостей руху підводного апарата. Побудовано залежності зміни моменту на валу гребного гвинта від кута потоку, що набігає, для різних швидкостей руху підводного апарата. Науковою новизною є можливість урахування значної нелінійності залежності сили упору гребного гвинта та зусилля на гребному валу від кута потоку, що набігає. Практична значимість роботи полягає у можливості покращення якості керування АНПА за рахунок компенсації зміни упору гребного гвинта та зусилля на гребному валу. Особливо актуальним буде використання отриманих характеристик під час розробки систем керування траєкторним рухом АНПА.

**Ключові слова:** математичне моделювання; автономний ненаселений підводний апарат; рушійно-стерновий комплекс; поворотна гвинтова колонка.



**Аннотація.** Исследованы гидродинамические характеристики поворотной винтовой колонки в составе движительно-рулевого комплекса (ДРК) автономного необитаемого подводного аппарата (АНПА). К таким характеристикам относятся: изменение упора гребного винта и усилия на гребном валу при изменении угла набегающего потока. Для получения необходимых характеристик применена методика математического моделирования плоского движения АНПА в системе Simulink. Усовершенствована математическая модель прямолинейного движения аппарата дополнением ее уравнениями, позволяющими имитировать работу ДРК «гребной винт–поворотная насадка» в скошенном потоке воды. Проведено моделирование работы гребного винта в направляющей насадке в прямом и скошенном потоках воды при различной скорости движения подводного аппарата. Получено график скорости движения аппарата и график частоты вращения вала. Построены зависимости изменения упора гребного винта от угла набегающего потока для различных скоростей движения подводного аппарата. Построены зависимости изменения момента на валу гребного винта от угла набегающего потока для различных скоростей движения подводного аппарата. Научной новизной является возможность учета значительной нелинейности зависимости упора гребного винта и усилия на гребном валу от угла набегающего потока. Практическая значимость работы заключается в возможности улучшения качества управления АНПА за счет компенсации изменения силы упора гребного винта и усилия на гребном валу. Особенно актуально будет использование полученных характеристик при разработке систем управления траекторным движением автономными аппаратами.

**Ключевые слова:** математическое моделирование; автономный необитаемый подводный аппарат; движительно-рулевой комплекс; поворотная винтовая колонка.

## References

- [1] Inzartsev, A. V., Matvienko, Yu. V., & Pavin, A. M. (2015). Monitoring morskogo dna s primeneniem tekhnologiy intellektualnoy obrabotki dannykh poiskovykh ustroystv na bortu avtonomnogo neobitaemogo podvodnogo apparata. *Podvodnye issledovaniya i robototekhnika DVO RAN*, 2 (20), 20-28.
- [2] Gavrilov, V. M. (2002). New Possibilities of Autonomous Gliding and drifting Vehicles in Oceanography. *Report on the Seminar in the department of Ocean Engineering*. Florida Atlantic University, USA.
- [3] Vorobiov, Yu. L., & Baskakov, S. M. (2003). *Tekhnika osvoennia kontynentalnogo shelfu*. Odesa: ONMU.
- [4] Romanovsky, G. F., Blintsov, V. S., & Rodin, O. I. (2004). Contemporary condition and prospects of underwater devices development in Ukraine, *Proceedings of the 6-th International Conference on Unconventional Electromechanical and Electrical Systems*. Szczecin, 2, 437-440.
- [5] Blintsov, V. S. Babkin, H. V., & Kostenko, D. V. (2005). Suchasnyi stan ta perspektyvy rozvytku pidvodnykh aparativ dlia doslidzhennia i osvoennia shelfu. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 2, 10-22.
- [6] Bagnitskiy, A. V. (2010). Avtomatizatsiya podgotovki missii dlya avtonomnogo neobitaemogo podvodnogo aparata v zadachakh obsledovaniya akvatorii. *Podvodnye issledovaniya i robototekhnika*, 2 (10), 17-24.
- [7] Blintsov, S. V. (2014). *Teoretychni osnovy avtomatychnoho keruvannia avtonomnykh pidvodnykh aparatamy*. Mykolaiv: NUK.
- [8] Khmel'nov, I. N., Turmov, G. P., & Illarionov, G. Yu. (1996). *Neobitaemye podvodnye apparaty*. Vladivostok: DVG TU.
- [9] Pshikhopov, V. Kh., Sukonkin, S. Ya., & Naguchev, D. Sh. (2014). Avtonomnyy podvodnyy apparat «Skat» dlya resheniya zadach poiska i obnaruzheniya zailennykh obektov. *Izvestiya YuFU. Tekhnicheskie nauki*, 153-163.
- [10] Slizhevskiy, N. B. (1998). *Khodkost i upravlyaemost podvodnykh tekhnicheskikh sredstv*. Nikolaev: UGMTU.
- [11] Urbansky, P. (2001). *Pedniki Okretowe. Historia i Rozwoi*. Gdansk: Okretownictwo i Zegluga.
- [12] Slizhevskiy, N. B., & Korol, M. G. (2000). *Gidrodinamicheskii raschet samokhodnykh podvodnykh apparatov*. Uchebnoe posobie. Nikolaev: UGMTU.
- [13] Brazhko, A. S., & Korol Yu. M. (2013). Modelirovanie raboty grebnogo vinta v nasadke v kosom nabegayushchem potoke. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 1, 12-16.
- [14] Bazhankin, Yu. V. (2011). Analiz vzaimodeystviya grebnogo vinta s rulevym organom sudna. *Vestnik Volzhskoy gosudarstvennoy akademii vodnogo transporta*, 29, 11-15.
- [15] Aloba, L. T., Blintsov, S. V., & Hrudinina, H. S. (2017). Matematychni modeliuvannia dynamiky avtonomnogo pidvodnogo aparata na ploskii tsyrkuliatsii. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 4, 53-60.
- [16] Antonenko, S. V. (2007). *Sudovye dvizhiteli. Uchebnoe posobie*. Vladivostok: DVG TU.
- [17] Malakhov, A. V., Demidyuk, A. V., & Puchkov, O. S. (2014). Metod rascheta raboty grebnogo vinta v sostave vinto-rulevoy kolonki, robotayushchey v kachestve dvizhitelno-rulevogo kompleksa sudna. *Zbirnyk naukovykh prats SevNTU*, 147, 26-30.

- [18] Tsurenko, Yu. I. (2009). *Avtomatizatsiya proektirovaniya propulsivnogo kompleksa*. Severodvinsk: Sevmashvtuz.
- [19] Yudin, Yu. I. (2010). Matematicheskoe modelirovanie raboty povorotnoy vintovoy kolonki burovogo sudna pri ego proizvolnom dvizhenii. *Vestnik MGTU*, 4 (2), 852-856.
- [20] Blintsov, S. V., & Hrudinina, H. S. (2008). Zastosuvannya matematychnoi modeli rukhu dlia pobudovy optymalnoi za shvydkodiieiu systemy keruvannya dlia kompensatsii zovnishnikh zburen. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 3, 77-83.
- [21] Graciano Santos, Vinicius, & Chaimowicz, Luiz. (2014). Cohesion and segregation in swarm navigation. *Robotica*, 32 (2), 209-223.
- [22] Blintsov, S. V., & Hrudinina, H. S. (2009). Rozrobka optymalnykh za shvydkodiieiu system keruvannya pidvodnym aparatom v umovakh nevyznachenosti na bazi shtuchnykh neironnykh merezh. *Elektronnyi zbirnyk naukovykh prats NUK*, 1.
- [23] Stavynskiy, A. A., & Blintsov, S. V. (2004). Udoskonalennia matematychnoi modeli samokhidnogo pidvodnogo aparata dlia doslidzhennia prostorovoho rukhu. *Zbirnyk naukovykh prats NUK*, 3 (396), 161-166.
- [24] Kiselev, L. V. (2014). *Problemno-orientirovannyye modeli dinamiki i upravleniya dvizheniem avtonomnykh podvodnykh robotov. XII Vserossiyskoe soveshchanie po problemam upravleniya*. Moskva: VSU.
- [25] Hamid Mousavian, Sayed, & Reza Koofgar, Hamid. (2016). Identification-Based Robust Motion Control of an AUV: Optimized by Particle Swarm Optimization Algorithm. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 85 (2), 331-352.
- [26] Proskurina, N. B., Senyushkin, N. S., & Sukhanov, A. S. (2011). Inzhenernaya metodika opredeleniya upora grebnogo vinta. *Vestnik UGATU*, T15, 1 (41), 44-48.
- [27] Slizhevskiy, N. B., & Sokolik, M. G. (2000). Opredelenie potrebnoy tyagi podrulivayushchikh ustroystv podvodnykh apparatov. *Zbirnyk naukovykh prats UDMTU*, 3 (369), 12-17.
- [28] *European Project MORPH: next generation of underwater robotics for ocean exploration tested in the Azores*. Retrieved from: <http://vicorob.udg.edu/fp7-european-project-morph-next-generation-of-underwater-robotics-for-ocean-exploration-tested-in-the-azores/>.
- [29] Pascoal, Antonio, Kalwa, Joerg, & Carreiro-Silva, Marina. (2016). The European Project MORPH: Distributed UUV Systems for Multimodal, 3D Underwater Surveys. *Marine Technology Society Journal*, 5 (4), 26-41.
- [30] Lazarev, Yu. F. (2014). *Modeliuvannia dynamichnykh system u Matlab*. Kyiv: NTUU "KPI".
- [31] *Matematicheskoe modelirovanie v MATLAB. Razrabotka i optimizatsiya matematicheskikh modeley slozhnykh sistem*. Retrieved from <https://matlab.ru/solutions/tech-calc/mathmod>.
- [32] Veltishchev, V. V., & Gladkova, O. I. (2015). Issledovanie vzaimovliyaniya konturov upravleniya ANPA «Imperator» s uchetom osobennostey organizatsii ego dvizhitelno-rulevogo kompleksa. *Molodezhniy nauchno-tekhnicheskii Vestnik*, FS77-51038. Retrieved from <http://sntbul.bmstu.ru/doc/724988.html>.
- [33] Marwah, Almasri, Khaled, Elleithy, & Abrar, Alajlan. (2015). Sensor Fusion Based Model for Collision Free Mobile Robot Navigation. *Sensors*, 16 (1), 24.

**Problem statement.** Nowadays, scientific research, emergency rescue, operational, industrial and other vehicles are created or developed, which differ considerably in appearance, overall dimensions and purpose, as well as in the principle of motion and control stabilization.

However, all varieties of AUV combine the general property of having the ability to move freely under water in one way or another distant (remote) from the surface.

The forces acting on the AUV during motion determine its dynamics and significantly affect the controllability of the vehicle. Only having the full information about all the forces affecting the vehicle, as well as means of controlling them, can one determine the conditions under which all the dynamic conditions of the AUV that satisfy the given conditions are possible. That is why recently, increasing attention has been paid to the research and improvement of the AUVs PSC.

For the implementation of many rescue, search or even military operations, the given mission execution accuracy plays a very important role. At the same time, the vehicle stabilized motion accuracy on the given trajectory plays an important role. To achieve maximum accuracy, it is necessary to take into account all the forces affecting the vehicle during motion. To achieve the task and reduce its cost, it is expedient to apply the vehicle motion mathematical modeling, while conducting research on the necessary hydrodynamic characteristics.

At this stage of development of underwater technologies, increasing attention is paid to the "screw-swivel nozzle" propulsion-steering system. This propulsion and steering system has quite effectively proved itself for AUV. However, when changing the vehicle motion trajectory, its hydrodynamic characteristics change. Therefore, it is very important to be able to research them in mathematical modeling.

**Latest research and publications analysis.** An AUV, operating in trajectory mode, dynamically changes its trajectory, which significantly distinguishes this motion by many characteristics from the rectilinear. An overview of the literature on the AUV trajectory motion indicates the existence of a number of problems solved by the authors in the development of intelligent control systems for various types of underwater vehicles (robots). Having analyzed the most common problems that are currently being solved by AUVs, they note: mapping and review; search operations; study of specified objects and anomalies; underwater position illumination; complex research operations and group operations [1; 2]. It should be noted that the scope of these tasks is constantly expanding [3–6].

At the same time, the authors [7–9] pay attention to the different types of AUV motion trajectories when performing various missions. The following typical modes of the AUV motion trajectories are distinguished: in a straight line — with stabilization on the course, depth, height above the ground; tacks — triangular, rectangular; on a flat curve — on a spiral, on a piecewise broken trajectory, motion along a curve with distance control; height stabilization — along the horizontal structures; displacement stabilization — along the vertical structures, etc. [10].

The parameters determining the operating conditions of the AUV PSC are influenced by the additional hydrodynamic forces and moments that appear on the vehicle hull during the AUV maneuver motion [10–12]. Many authors are drawing attention to the need for a more detailed research of changes in the PSC hydrodynamic characteristics [13–15].

The author [16] noted that the optimal diameter of the propeller nozzle is about 10 % less than the opened one, which reduces the weight and cost of the propeller. The nozzle reduces the probability of the screw being exposed to disturbances and its damages.

Having analyzed the development tendencies of modern steering complexes, it can be concluded that “propeller–rotary nozzle” complex has a number of advantages over other types of PSC, for example, such as “rudder screw” [17; 18].

The “propeller–rotary nozzle” complex has a number of specific features associated with the nozzle effect. Circulation of velocities occurring around the nozzle profile accelerates the development of the propeller flow axial velocity and reduces the load on the propeller, by translating the center part of the complex onto the nozzle. When the complex is operating in the oblique flow, the nozzle forms a velocity field in front of the propeller, aligns it and makes it practically coaxial, maintaining the magnitude of the leakage rate [19].

The analysis carried out shows that today, the relevant question is taking into account the nonlinear peculiarities of the PSC operation in the oblique incident flow conditions, since this mode can be considered the AUV main maneuver operation mode [20; 21].

At present, mathematical modeling is an effective tool for the research of marine moving objects and provides the opportunity to obtain the necessary data without significant costs. This research method is used for modeling the operation of the rotary column of a marine drilling vessel, for the research of moment (torque) and thrust in the development of PSCs, for the research of the self-propelled underwater vehicle spatial motion [22], during the development and optimization of AUV control systems parameters [23; 24]. The accuracy of the result, in this case, will depend entirely on the completeness of the accountable parameters of the mathematical model [25–27].

One of the most commonly used mathematical modeling tools is the MATLAB application package. In this system, there are sufficiently simple tools for solving object-oriented programming tasks [28]. A set of MATLAB and Simulink products allows the creation a model for virtually any system. It is due to these advantages that many authors use the MATLAB application packages [29–31].

The paper [32] presents the mathematical model of the AUV PSC, which allows the research the dynamics of the rotary nozzle operation, but in the terms of processes linearization. LV Kiselev, in his work on the study on the dynamics of the work of driving complexes, also proposes to use mathematical modeling with the construction of the vehicle three-dimensional visualized model based on the design scheme of the Solid Work project, and the use of Symbol Toolbox Matlab for the construction of transient processes in AUV spatial motion.

**Separation of previously unsolved parts of the general problem.** The above analysis of scientific publications indicates that the main researches of the AUV dynamics are related to their rectilinear motion, or using the linearization of controlled parameters. The question of the AUV curvilinear motion dynamics, which is caused by the rotary nozzle operation in an oblique flow, is insufficiently covered in modern literature. The vast majority of articles are devoted to the research of the propeller column dynamics as an additional control propeller for vessels or marine platforms. Separate publications examine the work of the AUV PSC with the propeller in a fixed nozzle, which only causes rectilinear motion. Some foreign articles describe similar researches, but in the presence of their laboratory equipment. Therefore, the research of the propeller hydrodynamic characteristics in the guide nozzle with the AUV curvilinear motion mathematical modeling, taking into account the processes nonlinearity, is of the current relevance.

**THE ARTICLE AIM** is to develop a mathematical model of the propeller operation in the guide nozzle in the direct and oblique flow, and make research, in the Simulink system, on the changes in its power characteristics when the AUV is moving in the horizontal plane.

#### **Methods, object and subject of research.**

In this work, it is proposed to investigate the AUV curvilinear motion dynamics, which is due to the rotary

nozzle operation in the oblique flow due to the improvement of the underwater vehicle rectilinear motion mathematical model.

Mathematical modeling is an important tool for the research of the changes in the PSC power characteristics in course of AUV maneuvering and for the of automatic control systems elements synthesis, which involves the use of the AUV mathematical models as a control object [33].

The mathematical model of rectilinear motion along the x-axis is presented below. AUV moves under the action of the propeller thrust through a gearbox driven by the main electric propulsion motor. Controlled encapsulated DC (direct current) electric motors with parallel excitation are commonly used as propeller motors on the AUV.

The mathematical model of the control object has the form [20]:

$$L \frac{di}{dt} = K_u u_x - r_a i - \frac{c\Phi}{k_p} \omega;$$

$$J_{PS} \frac{d\omega}{dt} = M_{EM} - Q = \frac{c\Phi}{k_p} i - \frac{K_Q \rho D^5}{4\pi^2} \omega^2;$$

$$(m_{AUV} + \lambda_x) \frac{dV_x}{dt} = T - F_x - F_{Dx} =$$

$$= \frac{K_T \rho D^4}{4\pi^2} \omega^2 - \frac{\rho C_x \Omega}{2} V_x^2 - F_{Dx};$$

$$\frac{dx}{dt} = V_x,$$

where  $i$  is the instantaneous value of the main propulsion motor armature current,  $u_x$ ,  $K_u$  are the voltage regulator control signal and its gain factor, respectively;  $L$ ,  $r_a$ ,  $c$ ,  $\Phi$  are the electromagnetic parameters of the main propulsion motor;  $\omega$  represents the propeller angular speed;  $k_p$  is the gear ratio  $J_{PS}$  — the moment of inertia of the “propeller electric motor–gearbox–shafting–propeller screw” system applied to the screw;  $M_{EM} = c\Phi i/k_p$  is the driving moment of the propeller (main propulsion) motor;  $Q$  represents the braking torque generated by the AUV PSC propeller;  $K_Q$  is the non-dimensional non-linear coefficient characterizing the torque of the propeller;  $\rho$  is the water specific density;  $D$  represents the propeller’s diameter;  $m_{AUV}$ ,  $\lambda_x$  are the AUV mass and the water added mass;  $V_x$  is the AUV current motion speed along the x axis;  $T$  is the driving propeller’s thrust;  $K_T$  is the dimensionless non-linear coefficient characterizing the propeller’s thrust;  $F_x = \rho C_x \Omega V_x^2/2$  is the water resistance force to AUV movement;  $C_x$  is the AUV hull hydrodynamic coefficient along the x axis;  $\Omega$  — the area of the wetted surface of the AUV outer hull;  $F_{Dx}$  is the external disturbance force acting on the AUV hull as it moves along the x axis.

**The object of the research** is the “propeller–rotary nozzle” in the composition of the AUV PSC. Such a complex is installed on the rotary column, which ensures the rotation of the complex in an arbitrary position relative to the vehicle position, and provides switching at a

given angle. The design of the “propeller–rotary nozzle” complex is carried out on the basis of simultaneously satisfying the requirements of mobility and controllability of the vehicle.

**The subject of the research** includes the hydrodynamic parameters of the PSC, which operates in the downwash water flow during the AUV curvilinear motion. The parameters under research include the propulsive (thrust) force of the mushroom screw and the torque on the shaft.

The propeller thrust force  $T$  along the shaft axis, and also the torque  $Q$  on the shaft, are determined by the formulas:

$$T = \rho D^4 \left( \frac{\omega}{2\pi} \right)^2 \times$$

$$\times \int_{r_H/R}^1 \frac{Z}{4} C_y \left( \frac{b}{D} \right) \times \left( \frac{2\pi v_R}{D\omega} \right)^2 \cos \beta_I (1 - \varepsilon \tan \beta_I) d \left( \frac{r}{R} \right);$$

$$Q = \rho D^5 \left( \frac{\omega}{2\pi} \right)^2 \times$$

$$\times \int_{r_H/R}^1 \frac{Z}{8} C_y \left( \frac{b}{D} \right) \left( \frac{r}{R} \right) \left( \frac{2\pi v_R}{D\omega} \right)^2 \sin \beta_I (1 - \varepsilon \cot \beta_I) d \left( \frac{r}{R} \right).$$

The integrals in the above formulas are called the propeller thrust coefficient  $K_T$  and the screw torque coefficient  $K_Q$  respectively. These coefficients are presented in the form of the propeller action curves and characterizes the thrust and moment in various screw operation modes:  $T = K_T \rho D^4 \frac{\omega^2}{4\pi^2}$ ;  $Q = K_Q \rho D^5 \frac{\omega^2}{4\pi^2}$ ; where  $\rho$  is the specific density of water;  $\omega$  — angular velocity of rotation;  $D$  is the screw diameter.

**Basic material.**

**Mathematical model of “propeller– rotary nozzle” operation**

When constructing AUVs, the propellers (PS) in the nozzles are used for propulsion and control means. Such a complex is installed on the rotary column, which provides the rotation of the complex relative to the vehicle position, and provides a turning angle of 0 degrees to 360 [13].

As a result of the change in the propeller incident flow angle, the hydrodynamic characteristics of the PSC vary considerably. Thus, when the nozzle is shifted to an angle  $\delta_n$ , the symmetry of its flow around the motor is broken, which leads to the appearance of the flow velocity  $\vec{U}_n$  component, the average direction of which can be taken perpendicular to the nozzle axis. Then, the complex flow axis, according to equality  $\vec{U}_\delta = \vec{U} - \vec{U}_n$ , deviates from the propeller shaft axis in the same direction as the nozzle at a certain angle  $\delta_c$ . This angle depends on the nozzle relative length  $\bar{l}_n$  and can be expressed as follows:

$$\delta_c = \theta_n \delta_n = (1 - a_n \delta_n) \delta_n,$$

where  $a_n$  is the coefficient of approximation, which for nozzles without a stabilizer, is determined by the expression:

$$a_n = 0,04838 - 0,067865 \bar{l}_n + 0,023328 \bar{l}_n^2.$$

The design of the “screw–rotary nozzle” complex is based on the simultaneous satisfaction of the requirements of mobility and controllability of the vehicle. The diameter of the PS, the coefficients of the expansion of the nozzle are determined from the calculation of mobility, and the relative length and size of the nozzle — from the requirements of controllability. If the optimal relative length of the running nozzle is 0.55–0.65, then the relative length of the rotating nozzle is increased to 0.8–1.0 [12]. Structurally, the complex is shown in fig. 1.

The relative length of the nozzle is determined as follows:

$$\bar{l}_n = \frac{L_n}{D_n}.$$

At the transfer of the nozzle (Fig. 2), the complex thrust  $\vec{P}_n$  is divided into two components: the reaction deviated at the angle  $\delta_c$  of the flow  $\vec{P}_\delta$ , and the additional reaction  $\vec{R}_\delta$  that occurs when the part of the flow runs over the deflected profile of the rotary nozzle. Therefore:

$$\vec{P}_\delta = \vec{P}_k - \vec{R}_\delta. \quad (1)$$

Designing equality (1) on the diametrical and horizontal plane (see fig. 2) allows to obtain the following result [13]:

$$P_x = P_\delta \cos \delta_c = P_k (1 - \sin^2(\theta_n \delta_n)); \quad (2)$$

$$P_y = P_\delta \sin \delta_c = P_c \sin(\theta_n \delta_n) \cos(\theta_n \delta_n). \quad (3)$$

Then

$$P_\delta = \sqrt{(P_x)^2 + (P_y)^2}. \quad (4)$$

Due to the increase in the stop force, as the angle of flow changes, so does the effort on the propeller shaft.

In this case, the torque on the propeller shaft can be defined as follows [14]:

$$M'_M = M'_c (1 + \sin^2(\theta_n \delta_n)), \quad (5)$$

where  $M'_n$  is the torque of the screw in the coaxial flow.

Thus, by adding the mathematical model of the AUV rectilinear motion [7] with the formulas presented above, the model of the AUV horizontal motion is obtained with the propeller in the nozzle for flat circulation.

**General characteristics of the developed model**

The control object in the horizontal motion mode is considered as a solid body (AUV hull), which moves under the thrust action of the horizontal propulsion, driven by a propeller DC electric motors with independent excitation. Control is performed by applying to the motor armature an appropriate supply voltage  $U = K_u u$ , where

$K_u$  is the voltage source gain factor,  $u$  is the required voltage value. A mathematical model of the control object is presented in [7; 15].

To simulate the AUV motion and research the systems being created, the Simulink environment of the MATLAB 2010a environment is used. On the basis of AUV mathematical models and PSC of “propeller-rotary nozzle” type, a Simulink-model was created that simulates the AUV movement in a horizontal plane on a flat circulation.

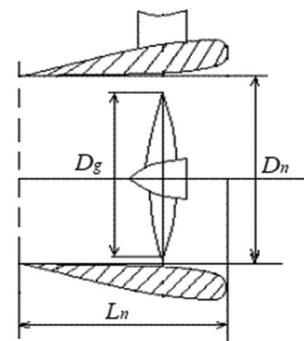
The general view of the model is presented in Fig. 3.

To implement the nozzle rotation at any installation angle to the model a “sigma” block was added to the model (Fig. 4). This block simulates the smooth rotation of the nozzle at the operator-specified angle and keeps it at a given position. The connection of this block provides the possibility of simulating the AUV movement on a flat circulation in the horizontal plane.

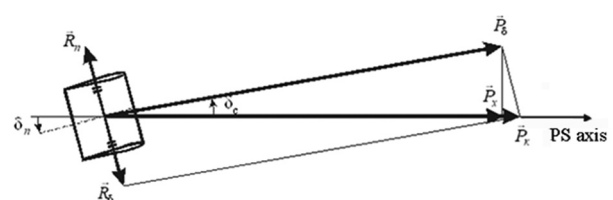
Figure 5 shows the structure of the main “AUV model” block. The “Equation1”, “Equation2”, and “Equation3” blocks, in the form of recurrent equations, implement the AUV motion mathematical model in the horizontal plane, PSC which consists of a propeller operating in a coaxial flow. A detailed description of the operation of these blocks is presented in [7], [15]. The structure of the “Subsystem1” block is presented in fig. 6.

The “Subsystem1” block is conditionally divided into two parts (see Fig. 6). In the first part, calculations are made of the propeller thrust force value  $T$  along the shaft axis and the torque  $Q$  on the shaft according to the following formulas [7]:

$$T = K_T \rho D^4 \frac{\omega^2}{4\pi^2}; \quad Q = K_Q \rho D^5 \frac{\omega^2}{4\pi^2},$$



**Fig. 1.** Propulsion and steering complex, “screw–rotary nozzle”:  $D_n$  is the inner diameter of the nozzle;  $D_g$  is the screw diameter;  $L_n$  is the nozzle length



**Fig. 2.** Diagram of the forces generated by the propulsion during the nozzle shifting

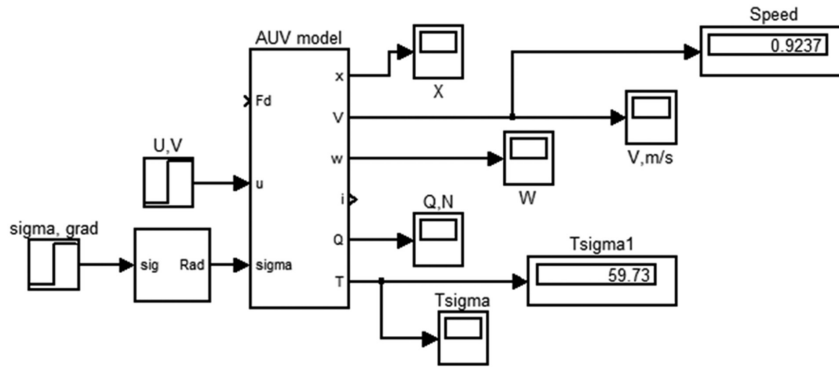


Fig. 3. General view of the AUV model

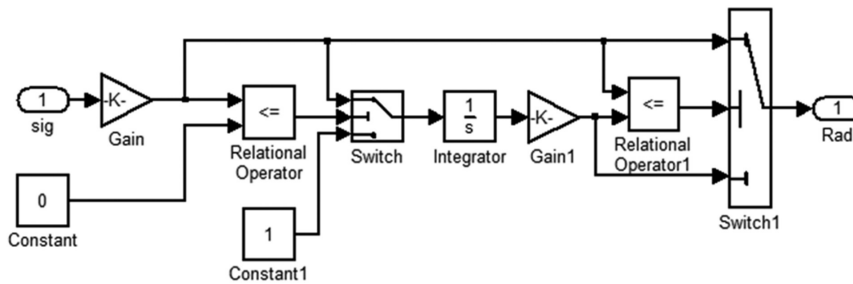


Fig. 4. Structure of "sigma" block

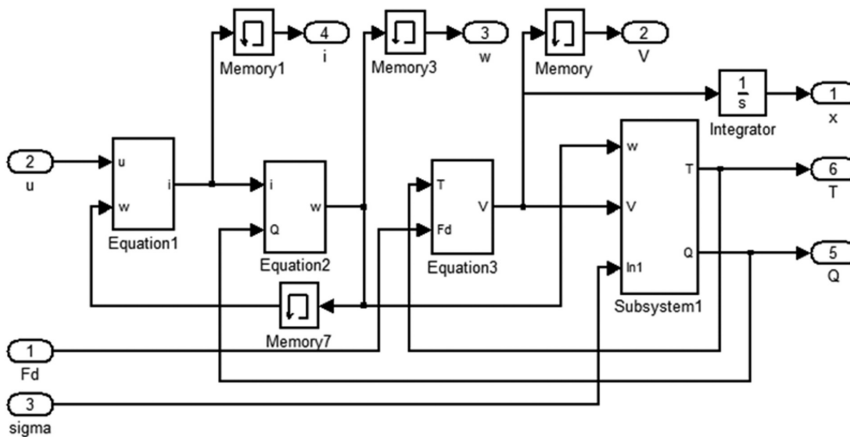


Fig. 5. The structure of "AUV model" main block

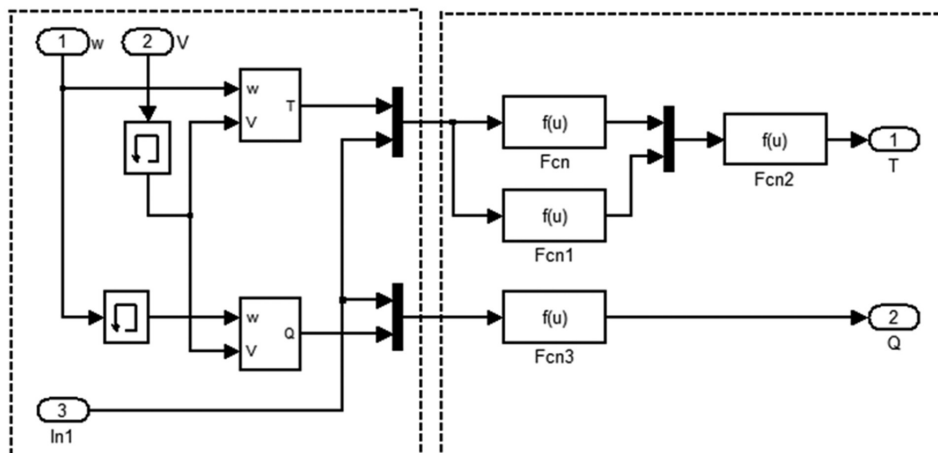


Fig. 6. The structure of the "Subsystem1" block

where  $\rho$  is the water specific density;  $\omega$  represents the propeller angular speed;  $D$  is the diameter of the screw.

The coefficients  $K_T, K_Q$  represent the screw thrust coefficient and the screw torque coefficient, respectively. These coefficients are presented in the form of the propeller action curves and characterize the thrust and torque when the screw operates in a coaxial flow [7].

The second part of the block is designed to simulate the PSC “propeller–rotary nozzle” operation, and implements the equations (2)–(5) presented above. The functions Fcn, Fcn1, Fcn2, Fcn3 in the Simulink system are implemented by the following formulas:

$$\text{Fcn: } T_x = u(1) \cdot (1 - \sin(u(2) \cdot 0,6)^2),$$

$$\text{Fcn1: } T_y = u(1) \cdot \sin(u(2) \cdot 0,6) \cdot \cos(u(2) \cdot 0,6),$$

$$\text{Fcn2: } T = \text{sqr}t((u(1)^2) + (u(2)^2)),$$

$$\text{Fcn3: } Q = u(2) \cdot (1 + (\sin(u(1) \cdot 0,6)^2)).$$

At the block input, data are received about the current propeller rotational speed values and the vehicle speed. At the output, we have the listed values of the propeller

thrust force  $T$  and the torque  $Q$  on the shaft, which correspond to the propulsion and steering complex operation in the incident flow.

**Results**

To test the performance of the developed mathematical model and its Simulink implementation, we will carry out research on the effect of the obliquely flow of water incident on the PSC of the “propeller–rotary nozzle” type, for AUV with the following characteristics:

- mass — 60 kg;
- travel speed — 1 m/s;
- propeller diameter — 160 mm;
- diameter of the rotary nozzle — 166.4 mm;
- the relative length of the rotary nozzle — 1.0.

Figure 7 shows the result of the operation of the sigma block.

In fig. 8 the result of simulation of AUV movement, at a speed of 1 m/s is presented.

**Discussion of the received results.** Consequently, according to the results of the work, it is evident that the developed mathematical model gives an opportunity to study the hydrodynamic parameters of the propulsion

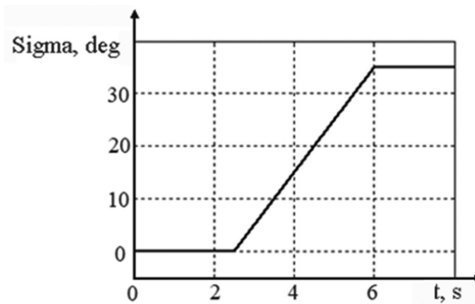


Fig. 7. Change in the nozzle rotation angle

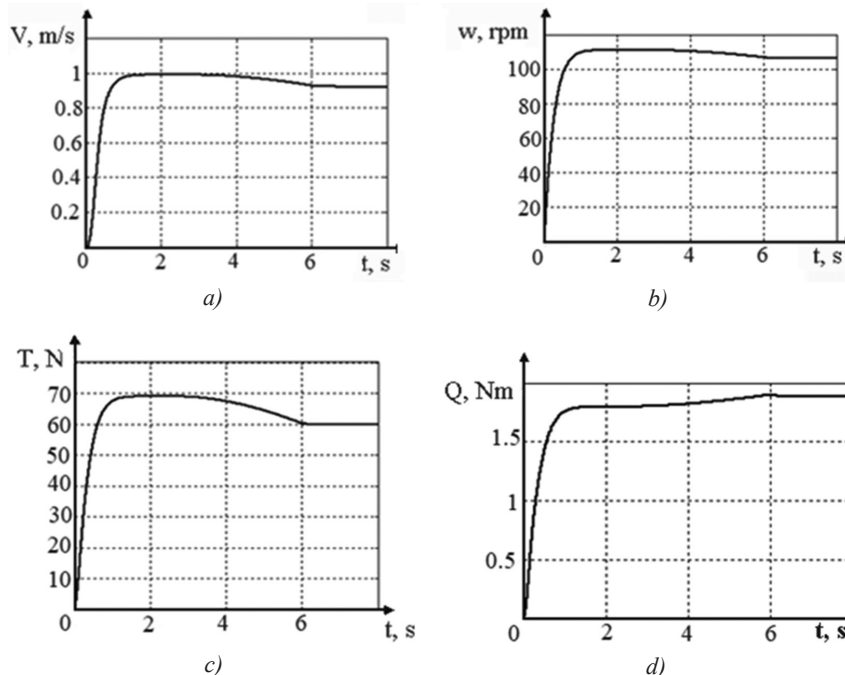


Fig. 8. Simulation results of AUV movement on flat circulation:

a — speed diagram; b — shaft rotational speed diagram; c — diagram of propeller thrust change; d — graph of the torque on the shaft

and steering complex, which operates in the downwash flow during the AUV plane curvilinear motion. It is seen from the presented graphs that the change in the nozzle rotation angle significantly affects all the AUV controlled parameters.

In this case, AUV motion simulation on a flat circulation at a speed of 1 m/s was carried out. When the specified value is reached

The graph (see fig. 7) shows that the vehicle begins to move in a straight line, after some time, the nozzle is rotated through an angle of 35°. When the specified value is reached, the vehicle starts circulation with a constant angle. Further, the AUV starts operating in the oblique flow, that is incident to the propeller. Due to the change in the flow angle, the propeller thrust force changes (see fig. 8), the force on the propeller shaft increases, and the vehicle speed decreases. The obtained result indicates that this maneuver will negatively affect the accuracy of the AUV trajectory movement. Therefore, in the control system synthesis of the AUV trajectory motion, it would be desirable to compensate for this effect. Using the presented model, it is possible to obtain a data sample — the dependence of the change of the propeller thrust on the vehicle movement speed and the incident flow angle. This dependence will have a substantially nonlinear character and can be taken into account in the AUV control system synthesis.

In the work of Gladkovoy A.I. and V.Veltishchev, the results of modeling the AUV PSC dynamics obtained

in the Simulink MATLAB system are presented. However, these results were obtained in the absence of nonlinear effects. To correct the influence of the nonlinearity characteristics of the mushroom screw, it is proposed to choose the value of the input signal that will bring the output signals to a linear form.

One of the advantages of the work I presented is the consideration of the inconsistency of the propeller operation characteristics, embedded in the AUV mathematical model [20; 22].

**CONCLUSIONS.** 1. The AUV dynamics model has been improved by supplementing its mathematical model with equations describing the PSC “propeller–rotary nozzle” operation.

2. A mathematical model of functioning AUV propulsion and steering complex of the type “propeller–rotary nozzle” in the incident flow was developed and was simulated in the Simulink system to change the power characteristics on the AUV flat circulation in the horizontal plane.

3. It has been established that the thrust of the AUV PSC of the “propeller–rotary nozzle” type in the oblique incident flow is nonlinear depending on the water flow angle and the AUV speed.

4. The dependences obtained can be taken into account in the synthesis of the automatic control systems regulators for AUV flat maneuvering (shunting) movement.

## Список літератури

- [1] Инзарцев, А. В., Матвиенко, Ю. В., & Павин, А. М. (2015). Мониторинг морского дна с применением технологий интеллектуальной обработки данных поисковых устройств на борту автономного необитаемого подводного аппарата. *Подводные исследования и робототехника ДВО РАН*, 2 (20), 20-28.
- [2] Gavrilov, V. M. (2002). *New Possibilities of Autonomous Gliding and drifting Vehicles in Oceanography. Report on the Seminar in the department of Ocean Engineering*. Florida Atlantic University, USA.
- [3] Воробийов, Ю. Л., & Баскаков, С. М. (2003). *Техніка освоєння континентального шельфу*. Одеса: ОНМУ.
- [4] Romanovsky, G. F., Blintsov, V. S., & Rodin, O.I. (2004). Contemporary condition and prospects of underwater devices development in Ukraine, *Proceedings of the 6-th International Conference on Unconventional Electromechanical and Electrical Systems. Szczecin*, 2, 437-440.
- [5] Блінцов, В. С., Бабкін, Г. В., & Костенко, Д. В. (2005). Сучасний стан та перспективи розвитку підводних апаратів для дослідження і освоєння шельфу. *Збірник наукових праць НУК*, 2, 10-22.
- [6] Багницкий, А. В. (2010). Автоматизация подготовки миссии для автономного необитаемого подводного аппарата в задачах обследования акваторий. *Подводные исследования и робототехника*, 2 (10), 17-24.
- [7] Блінцов, С. В. (2014). *Теоретичні основи автоматичного керування автономними підводними апаратами*. Миколаїв: НУК.
- [8] Хмельнов, И. Н., Турмов, Г. П., & Илларионов, Г. Ю. (1996). *Необитаемые подводные аппараты*. Владивосток: ДВГТУ.
- [9] Пшихопов, В. Х., Суконкин, С. Я., & Нагучев, Д. Ш. (2014). Автономный подводный аппарат «Скат» для решения задач поиска и обнаружения заиленных объектов. *Известия ЮФУ. Технические науки*, 153-163.
- [10] Слижевский, Н. Б. (1998). *Ходкость и управляемость подводных технических средств*. Николаев: УГМТУ.
- [11] Urbansky, P. (2001). *Pedniki Okretowe. Historia i Rozwoi*. Gdansk: Okretownictwo i Zegluga.
- [12] Слижевский, Н. Б., & Король, М. Г. (2000). *Гидродинамический расчет самоходных подводных аппаратов*. Учебное пособие. Николаев: УГМТУ.
- [13] Бражко, А. С., & Король, Ю. М. (2013). Моделирование работы гребного винта в насадке в косом набегающем потоке. *Збірник наукових праць НУК*, 1, 12-16.
- [14] Бажанкин, Ю. В. (2011). Анализ взаимодействия гребного винта с рулевым органом судна. *Вестник Волжской государственной академии водного транспорта*, 29, 11-15.
- [15] Алоба, Л. Т., Блінцов, С. В., & Грудініна, Г. С. (2017). Математичне моделювання динаміки автономного підводного апарата на плоскій циркуляції. *Збірник наукових праць НУК*, 4, 53-60.



- [16] Антоненко, С. В. (2007). *Судовые движители*. Учебное пособие. Владивосток: ДВГТУ.
- [17] Малахов, А. В., Демидюк, А. В., & Пучков, О. С. (2014) Метод расчета работы гребного винта в составе винто-рулевой колонки, работающей в качестве движительно-рулевого комплекса судна. *Збірник наукових праць СевНТУ*, 147, 26-30.
- [18] Цуренко, Ю. И. (2009). *Автоматизация проектирования пропульсивного комплекса*. Северодвинск: Севмашвтуз.
- [19] Юдин, Ю. И. (2010). Математическое моделирование работы поворотной винтовой колонки бурового судна при его произвольном движении. *Вестник МГТУ*, 4 (2), 852-856.
- [20] Блінцов, С. В., & Грудініна, Г. С. (2008). Застосування математичної моделі руху для побудови оптимальної за швидкістю системи керування для компенсації зовнішніх збурень. *Збірник наукових праць НУК*, 3, 77-83.
- [21] Graciano Santos, Vinicius, & Chaimowicz, Luiz. (2014). Cohesion and segregation in swarm navigation. *Robotica*, 32 (2), 209-223.
- [22] Блінцов, С. В., & Грудініна, Г. С. (2009). Розробка оптимальних за швидкістю систем керування підводним апаратом в умовах невизначеності на базі штучних нейронних мереж. *Електронний збірник наукових праць НУК*, 1.
- [23] Ставинський, А. А., & Блінцов, С. В. (2004). Удосконалення математичної моделі самохідного підводного апарата для дослідження просторового руху. *Збірник наукових праць НУК*, 3 (396), 161-166.
- [24] Киселёв, Л. В. (2014). *Проблемно-ориентированные модели динамики и управления движением автономных подводных роботов*. XII Всероссийское совещание по проблемам управления. Москва: ВСПУ.
- [25] Hamid Mousavian, Sayed, & Reza Koofgar, Hamid. (2016) Identification-Based Robust Motion Control of an AUV: Optimized by Particle Swarm Optimization Algorithm. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 85 (2), 331-352.
- [26] Проскурина, Н. Б., Сеньюшкин, Н. С., & Суханов, А. С. (2011). Инженерная методика определения упора гребного винта. *Вестник УГАТУ*, Т. 15, 1 (41), 44-48.
- [27] Слижевский, Н. Б., & Соколик, М. Г. (2000) Определение потребной тяги подруливающих устройств подводных аппаратов. *Збірник наукових праць УДМУ*, 3 (369), 12-17.
- [28] *European Project MORPH: next generation of underwater robotics for ocean exploration tested in the Azores*. Retrieved from: <http://vicorob.udg.edu/fp7-european-project-morph-next-generation-of-underwater-robotics-for-ocean-exploration-tested-in-the-azores/>.
- [29] Pascoal, Antonio, Kalwa, Joerg, & Carreiro-Silva, Marina. (2016). The European Project MORPH: Distributed UUV Systems for Multimodal, 3D Underwater Surveys. *Marine Technology Society Journal*, 5 (4), 26-41.
- [30] Лазарев, Ю. Ф. (2014). *Моделирование динамических систем у Matlab*. Київ: НТУУ "КПІ".
- [31] *Математическое моделирование в MATLAB. Разработка и оптимизация математических моделей сложных систем*. Отримано з <https://matlab.ru/solutions/tech-calc/mathmod>.
- [32] Вельтишев, В. В., & Гладкова, О. И. (2015). Исследование взаимовлияния контуров управления АНПА «Император» с учётом особенностей организации его движительно-рулевого комплекса. *Молодёжный научно-технический Вестник*, ФС77-51038. Отримано з <http://sntbul.bmstu.ru/doc/724988.html>.
- [33] Marwah, Almasri, Khaled, Elleithy, & Abrar, Alajlan. (2015). Sensor Fusion Based Model for Collision Free Mobile Robot Navigation. *Sensors*, 16 (1), 24.

---

© Г. С. Грудініна  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. С. Блінцов



Evgeniy  
N. Vereschago

Верещаго  
Евгений  
Николаевич



Vitaliy  
I. Kostyuchenko

Костюченко  
Виталий  
Иванович

УДК 519.6

## INFLUENCE OF CAPACITY ON STABILITY OF ARC BURNING IN TECHNOLOGICAL PROCESSES OF METAL WORKING

ВЛИЯНИЕ ЁМКОСТИ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГОРЕНИЯ ДУГИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ МЕТАЛЛООБРАБОТКИ

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.15

Evgeniy N. Vereschago Е. Н. Верещаго, канд. техн. наук, доц.

venmkua@gmail.com

ORC ID: 0000-0002-4370-7706

Vitaliy I. Kostyuchenko В. И. Костюченко, канд. техн. наук

vikmkua@gmail.com

ORC ID: 0000-0003-2128-2388

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev*

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The characteristics of an electrical arc under certain conditions in an electrical circuit have been investigated repeatedly. Deviations of the parameters of the arc elements cause a change in the stability stocks and other indicators of the quality of the automatic control system. Mathematical modeling of processes occurring in an electric arc circuit allows solving various problems of automatic control, predicting system instabilities with complex linear or non-linear loads. The article is devoted to the analysis of the influence of the uncertainties of the parameters of the electric arc model on the quality of the current control system for electro-technological processes and consideration of the quantitative assessment of the sensitivity of certain properties of the automatic system to changes in the parameters of elements of only a part of the controlled object — the welding arc. When solving practical problems of regulation by electric arc and plasma technological processes, it is important to solve the problem of determining the optimal settings or parametric optimization of automatic control systems, among the methods of which are non-exploratory methods based on the use of the sensitivity apparatus. The sensitivity to changes in the parameters of the nominal transfer function of the arc was analyzed, expressions for the sensitivity functions were obtained, and graphs of the corresponding functions were plotted. For more precision, it is assumed that changes in parameters are caused by changes in capacity, which always take place in circuits with an arc. The problem of finding an acceptable compromise between the requirements of a small value of the stabilization error without a significant increase in the value of the input variable is formulated and solved. Various rules have been developed to reduce the sensitivity of the transfer function of an object with respect to possible, unexpected changes in the parameters of a controlled object, which can be used in the design of high-quality transistor current sources for arc loads. To illustrate the sensitivity of the transfer function of the arc, the model shows the response to a stepwise change in input for different cases. Unfortunately, the article does not consider the characteristics of the disturbance and noise suppression, but only some options for reducing the sensitivity function are studied.

**Keywords:** sensitivity; model; electric arc; variation; research.

**Анотація.** Характеристики електричної дуги за певних умов у електричному колі досліджувалися неодноразово. Відхилення параметрів елементів дуги викликають зміни запасів стійкості та інших показників якості системи автоматичного керування. Математичне моделювання процесів, що проходять у колі електричної дуги, дає змогу вирішити різні завдання автоматичного керування, передбачити нестійкості системи з комплексним лінійним або нелінійним навантаженням. Проаналізовано вплив невизначеностей параметрів моделі електричної дуги на якість системи керування струмом для електротехнологічних процесів. Розглянута кількісна оцінка чутливості певних властивостей автоматичної системи до змін параметрів елементів лише частини керуваного об'єкта — зварювальної дуги. Для вирішення практичних завдань регулювання електродуговими і плазмовими технологічними процесами велике значення має вирішення завдання визначення оптимальних параметрів налаштування або параметричної

оптимізації автоматичних систем регулювання, серед методів яких виділяються безошуккові методи, засновані на використанні апарата чутливості. Проаналізовано чутливість характеристик моделі електричної дуги до зміни параметрів номінальної передавальної функції дуги, отримані вирази для функцій чутливості, побудовані графіки відповідних функцій. Для більшої конкретності припущено, що зміни параметрів викликаються змінами ємності, яка завжди має місце в ланцюгах з дугою. Сформульовано та розв'язано задачу знаходження прийняттого компромісу між вимогами малого значення помилки стабілізації без значного збільшення значення вхідної змінної. Розроблено різні правила для зменшення чутливості передавальної функції об'єкта стосовно можливих, непередбачених змін параметрів керованого об'єкта, які можуть бути використані у проектуванні високоякісних транзисторних джерел струму для дугового навантаження. Для ілюстрації чутливості передавальної функції дуги показані реакції моделі на ступеневу зміну вхідного впливу для різних випадків. На жаль, у статті не розглянуті характеристики зменшення збурення і шумів, а розглянуті лише деякі варіанти для зменшення функції чутливості.

**Ключові слова:** чутливість; модель; електрична дуга; варіація; дослідження.

**Аннотация.** Характеристики электрической дуги при определенных условиях в электрической цепи исследовались неоднократно. Отклонения параметров элементов дуги вызывают изменение запасов устойчивости и других показателей качества системы автоматического управления. Математическое моделирование процессов, проходящих в кругу электрической дуги, позволяет решить различные задачи автоматического управления, предусмотреть неустойчивости системы с комплексной линейной или нелинейной нагрузкой. Проанализировано влияние неопределенностей параметров модели электрической дуги на качество системы управления током для электротехнологических процессов. Рассмотрена количественная оценка чувствительности определенных свойств автоматической системы к изменениям параметров элементов только части управляемого объекта — сварочной дуги. Для решения практических задач регулирования электродуговыми и плазменными процессами большое значение имеет решение задачи определения оптимальных параметров настройки или параметрической оптимизации автоматических систем регулирования, среди методов которых выделяются безошукковые методы, основанные на использовании аппарата чувствительности. Проанализирована чувствительность характеристик модели электрической дуги к изменению параметров номинальной передаточной функции дуги, получены выражения для функций чувствительности, построены графики соответствующих функций. Для большей конкретности предположено, что изменения параметров вызываются изменениями емкости, которая всегда имеет место в цепях с дугой. Сформулирована и решена задача нахождения приемлемого компромисса между требованиями малого значения ошибки стабилизации без значительного увеличения значения входящей переменной. Разработаны различные правила для уменьшения чувствительности передаточной функции объекта относительно возможных непредвиденных изменений параметров управляемого объекта, которые могут быть использованы в проектировании высококачественных транзисторных источников тока для дуговой нагрузки. Для иллюстрации чувствительности передаточной функции дуги показаны реакции модели на ступенчатую смену входного воздействия для различных случаев. К сожалению, в статье не рассмотрены характеристики уменьшения возмущения и шумов, а рассмотрены только некоторые варианты для уменьшения функции чувствительности.

**Ключевые слова:** чувствительность; модель; электрическая дуга; вариация; исследование.

## References

- [1] Jesibjan, Je. M. (2000). *Vozdushno-plazmennaja rezka: sostojanie i perspektivy* [Air plasma cutting: state and prospects]. *Avtomaticheskaja svarka*, 12, 6-17.
- [2] Shirshov, I. G., & Kotikov, V. N. (1987). *Plazmennaja rezka* [Plasma cutting]. Leningrad: Mashinostroenie.
- [3] Byhovskij, D. G. (1972). *Plazmennaja rezka* [Plasma cutting]. Leningrad: Mashinostroenie.
- [4] Bakalov, V. P., Dmitrikov, V. F., & Kruk, B. I. (2007). *Osnovy teorii tsepej* [Fundamentals of the theory of chains]. Moscow: Goryachaya liniya.
- [5] Vereshchago, Ye. N., & Kostyuchenko, V. I. (2013). *Fiziko-matematicheskaya model tsepi pitaniya plazmotrona* [Physico-mathematical model of the plasma torch power circuit]. *Svarochnoe proizvodstvo*, 2, 19-25.
- [6] Gorovits, A. M. (1970). *Sintez sistem s obratnoy svyazyu* [Synthesis of systems with feedback]. Moscow: Sovetskoe radio Publ.
- [7] Lenivkin, V. A., Yevchenko, V. M., & Strizhakov, Ye. L. (2008). *Istochniki pitaniya dlya svarki* [Welding power sources]. Rostov-na-Donu: ITs DGTU Publ.
- [8] Loos, A. V., Lukutin, A. V., & Saraev, Yu. N. (1998). *Istochniki pitaniya dlya impulsnykh tekhnologicheskikh protsessov* [Power Supplies for Pulse Processes]. Tomsk: Izdatelsko-poligraficheskaya firma TPU Publ.
- [9] Milyutin, V. S., Shalimov, M. P., & Shanchurov, S. M. (2007). *Istochniki pitaniya dlya svarki* [Welding power sources]. Moscow: Ayris-press Publ.

- [10] Sidorets, V. N., & Pentegov, I. V. (2013). *Determinirovannyi khaos v nelineynykh tsepyakh s elektricheskoy dugoy* [Deterministic chaos in non-linear arcs]. Kiev: Mezhdunarodnaya assotsiatsiya "Svarka".
- [11] Vereshchago, Ye. N., Kvasnitskiy, V. F., Miroshnichenko, L. N., & Pentegov, I. V. (2000). *Skhemotekhnika invertornykh istochnikov pitaniya dlya dugovoy nagruzki* [Circuitry of inverter power sources for arc load]. Nikolaev: UGMTU.
- [12] Shirokov, L. A. (1972). *Algoritm sensitivnoy adaptatsii. Optimalnoe i adaptivnoe upravlenie* [Sensitive Adaptation Algorithm. Optimal and adaptive management]. Saratov: SGU Publ., 61-81.

**Постановка задачи.** Широкое практическое применение сжатой электрической дуги в технологических процессах металлообработки (резка, сварка, наплавка и напыление) в судостроении, судоремонте и новых технологиях обусловлено высокой концентрацией теплового потока [1]. Эта особенность горения плазменной дуги позволяет производить обработку низколегированных и легированных сталей, цветных металлов и сплавов с максимальной скоростью, качеством и эффективностью при относительно небольших затратах. Обеспечение высокой эффективности плазменной обработки металлов требует всесторонних исследований сжатой дуги, позволяющих максимально учесть всё многообразие физических процессов, протекающих в электродуговом разряде, и установить взаимосвязь между характеристиками рассматриваемого разряда и параметрами технологического объекта.

Одна из перспектив развития плазменной технологии, в первую очередь, — это создание малогабаритных и экономичных источников тока, построенных на инверторных преобразователях [1]. Существенное влияние на процессы, происходящие при формировании и регулировании плазменной дуги, оказывают электрические параметры системы источник тока–дуга [2]. Важной проблемой системы является вопрос её устойчивости. Различают четыре аспекта проблемы: собственно, статическая (апериодическая), колебательная, пространственная и технологическая устойчивость [3]. В общем случае за устойчивость системы ответственны её статические и динамические характеристики, определяемые структурой системы, её статическими и динамическими параметрами.

Различным аспектам решения задач исследования сжатой электрической дуги и разработки генерирующих её плазмотронов посвящены работы Б. Е. Патона, Н. Н. Рыкалина, К. В. Васильева, В. Я. Фролова, С. В. Дресвина, М. Ф. Жукова и др. Однако отсутствие детального анализа характеристик сжатой электрической дуги затрудняет развитие отрасли при разработке технологических процессов, выборе плазмотронов и установлении режимов работы оборудования. Учитывая вышесказанное, необходимо поэтапное изучение характеристик сжатой электрической дуги.

**Анализ последних исследований и публикаций.** При рассмотрении задачи управления электродуговыми и плазменными технологическими про-

цессами (ТП) и оборудованием в сварочной технике и в смежных областях необходимо проанализировать физико-технологические свойства элементов контура источника питания (ИП)–дуга [4–7]. Источник питания должен соответствовать прежде всего технологическим требованиям [4; 5; 7]. Эти требования определяются техническими возможностями достижения технологических свойств, которые определяются, во-первых, статическими и динамическими свойствами ИП, и во-вторых, свойствами нелинейных участков, например, цепи — разрядного промежутка и ванны [4–6].

В производственных условиях технологический сварочный процесс подвержен воздействиям — возмущениям, нарушающим его нормальное протекание и приводящим к отклонениям показателей качества конечного продукта от требуемых значений.

Системный подход к оценке точности системы автоматического управления (САУ) ТП сварки характеризуется всесторонним учётом доминирующих факторов, сопровождающих проектирование, производство и эксплуатацию САУ совместно с объектом управления в реальной внешней среде.

При системном подходе к функционированию САУ изучаются все реальные причины, приводящие к отклонению параметров от номиналов. Кстати, уместно отметить, что те САУ, у которых контрольные показатели не выходят из допустимых зон в реальной эксплуатации, относятся к сильным системам, т.е. робастным [6; 8]. Вариация элемента автоматической системы приводит к изменению его передаточной функции (ПФ), а это, в свою очередь, вызывает изменение ПФ всей замкнутой системы, а значит, в конечном итоге, и изменение величин, характеризующих её состояние. Оценка робастности должна проводиться по всем элементам САУ. Предположим, что в автоматической системе основным варьлируемым элементом является управляемый объект.

Естественно, что чем меньше чувствительность  $S_{\alpha_j}^W(p)$ , тем меньше влияние ПФ рассматриваемого элемента на свойства автоматической системы, тем система более высококачественна.

Отклонения параметров также вызывают изменение запасов устойчивости и других показателей качества системы автоматического управления (САУ). В отдельных случаях, например, появление паразитной ёмкости может изменить порядок дифференциальных уравнений, описывающих динамику САУ.

**ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ** — рассмотрение количественной оценки чувствительности определенных свойств автоматической системы к изменениям параметров элементов лишь части управляемого объекта — сварочной дуги. Такие важные свойства электрических цепей, как управляемость и надёжность, в значительной степени определяются чувствительностью характеристик электрических цепей к изменению параметров элементов. Электрическая дуга как элемент электрической цепи является нелинейным активным (нереактивным) накопителем энергии [8].

**Основной материал.** Рассмотрим чувствительность передаточной функции и частотных характеристик электрической дуги. Пусть  $W(p, \alpha_j)$  является передаточной функцией дуги, зависящей от параметра  $\alpha_j$ . Предполагаем, что скалярный параметр  $\alpha_j$  может принимать значения из некоторого интервала  $\alpha \in [\alpha_{\min}, \alpha_{\max}]$ . Тогда функция чувствительности ПФ по параметру  $\alpha_j$

$$V_{\alpha_j}^W(p) = \left[ \frac{\partial W(p, \alpha_j)}{\partial \alpha_j} \right]^0,$$

которая определяет первое приближение дополнительной ПФ, равной разности варьируемой и исходной передаточных функций при вариации по параметру  $\alpha_j$ :

$$\Delta W_j(p, \alpha_j) = \tilde{W}(p, \alpha_j) - W(p, \alpha_j) = V_{\alpha_j}^W(p) \Delta \alpha_j.$$

Нулевым индексом сверху обозначено то обстоятельство, что частные производные должны приниматься равными значениям, соответствующим номинальным (расчётным) параметрам.

Часто удобнее рассматривать логарифмическую функцию чувствительности, или просто чувствительность  $S_{\alpha_j}^W(p)$  ПФ, определяемую как

$$\begin{aligned} S_{\alpha_j}^W(p) &= \frac{\partial \ln W(p, \alpha_j)}{\partial \ln \alpha_j} = \frac{\partial W(p, \alpha_j)}{W(p, \alpha_j)} \bigg/ \frac{\partial \alpha_j}{\alpha_j} = \\ &= \frac{\alpha_j}{W(p, \alpha_j)} V_{\alpha_j}^W(p). \end{aligned}$$

Типовым описанием передаточных свойств длинной свободной или сжатой дуги является операционная ПФ в виде рациональной дроби [7; 8]:

$$W_d(p) = Z_d(p) = (R_{ct0}\theta p + R_{df0}) / (\theta p + 1),$$

где  $R_{ct0}$ ,  $R_{df0}$  — статическое и дифференциальное сопротивление дуги в выбранной точке;  $\theta$  — постоянная времени дуги. Эта ПФ при  $R_{df0} < 0$  имеет нуль в правой полуплоскости. Оператор, в свою очередь, характеризуется структурой и параметрами. Чувствительности ПФ дуги к изменениям ряда технических параметров будут иметь вид

$$S_{R_{ct0}}^W(p) = R_{ct0}\theta p / (R_{ct0}\theta p + R_{df0});$$

$$S_{R_{df0}}^W(p) = R_{df0} / (R_{ct0}\theta p + R_{df0});$$

$$S_{\theta}^W(p) = (R_{ct0} - R_{df0})\theta p / [(\theta p + 1)(R_{ct0}\theta p + R_{df0})].$$

При этом результирующую чувствительность можно определить через относительные чувствительности элементов при помощи выражения:

$$\frac{dZ_d(p)}{Z_d(p)} = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{\partial Z_d(p)}{\partial \alpha_i} \frac{\alpha_i}{Z_d(p)} \right) \frac{d\alpha_i}{\alpha_i} = \sum_{i=1}^3 S_{\alpha_i}^Z \frac{d\alpha_i}{\alpha_i},$$

то есть выразить её через нормированные чувствительности системы.

Графики функций  $U_j(\omega) = \text{Re } S_{\alpha_j}^W(j\omega)$  при численных значениях параметров  $R_{df0} = -0,49$  Ом,  $R_{ct0} = 1,25$  Ом и  $\theta = 1 \cdot 10^{-6}$  с приведены на рис. 1.

Проанализируем чувствительность ПФ дуги к изменениям параметров. На нулевой частоте чувствительность  $\text{Re } S_{\theta}^W = \text{Re } S_{R_{ct0}}^W = 0$ ,  $\text{Re } S_{R_{df0}}^W = 1$ . При увеличении частоты  $\text{Re } S_{R_{ct0}}^W$  увеличивается, стремясь к единице, а  $\text{Re } S_{R_{df0}}^W$  уменьшается, стремясь к нулю. Вещественная частотная характеристика ПФ дуги  $\text{Re } S_{\theta}^W < 1$  для всех вещественных частот.

Относительные изменения (погрешности) ПФ:

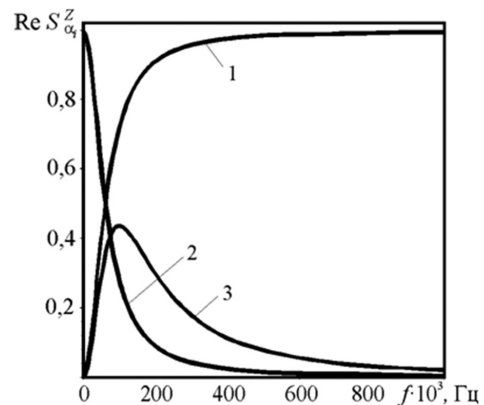
$$\frac{\Delta W(p, R_{ct0})}{W(p)} \approx \frac{p}{p + \alpha} \cdot \frac{\Delta R_{ct0}}{R_{ct0}},$$

$$\frac{\Delta W(p, R_{df0})}{W(p)} \approx \frac{R_{df0} / (R_{ct0}\theta)}{p + \alpha} \cdot \frac{\Delta R_{df0}}{R_{df0}},$$

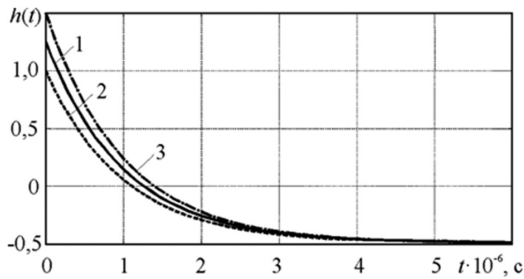
$$\frac{\Delta W(p, \theta)}{W(p)} \approx \frac{(1 - R_{df0} / R_{ct0})p}{(\theta p + 1)(p + \alpha)} \cdot \frac{\Delta \theta}{\theta},$$

где  $\alpha = R_{df0} / (R_{ct0}\theta)$ .

Чтобы проиллюстрировать чувствительность ПФ дуги, на рис. 2–4 показаны переходные или разгонные характеристики звена, имитирующего электрическую дугу, для случаев:

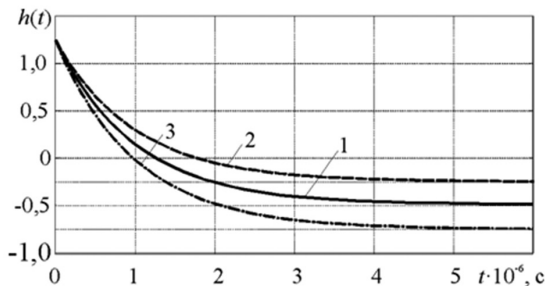


**Рис. 1.** Вещественные характеристики функции чувствительности передаточной функции дуги:  
1 —  $\text{Re } S_{R_{ct0}}^W$ ; 2 —  $\text{Re } S_{R_{df0}}^W$ ; 3 —  $\text{Re } S_{\theta}^W$



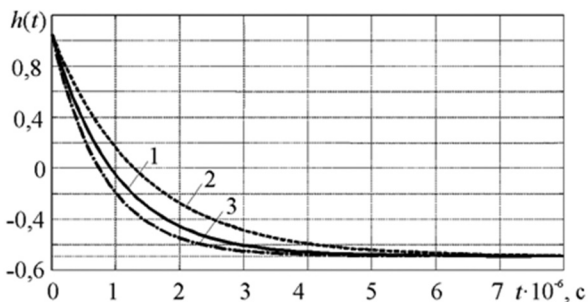
**Рис. 2.** Влияние изменений параметров на временную характеристику двухполюсника, имитирующего электрическую дугу:

1 —  $R_{ct0} = 1,25 \text{ Ом}$ ; 2 —  $0,8R_{ct0}$ ; 3 —  $1,2R_{ct0}$



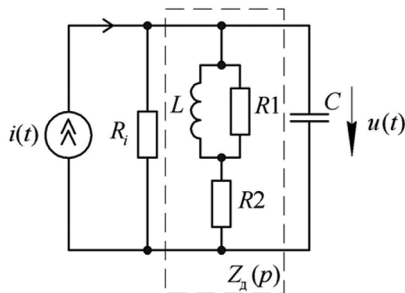
**Рис. 3.** Влияние изменений параметров на временную характеристику двухполюсника, имитирующего электрическую дугу:

1 —  $R_{dφ0} = -0,49 \text{ Ом}$ ; 2 —  $0,5R_{dφ0}$ ; 3 —  $1,5R_{dφ0}$



**Рис. 4.** Влияние изменений параметров на временную характеристику двухполюсника, имитирующего электрическую дугу:

1 —  $\theta = 1 \cdot 10^{-6} \text{ с}$ ; 2 —  $1,4\theta$ ; 3 —  $0,8\theta$



**Рис. 5.** Эквивалентная схема параллельного колебательного контура

$$\frac{\Delta R_{ct0}}{R_{ct0}} = 0; -0,20; +0,20;$$

$$\frac{\Delta R_{dφ0}}{R_{dφ0}} = 0; -0,50; +0,50;$$

$$\frac{\Delta \theta}{\theta_0} = 0; -0,20; +0,40.$$

Видно, что влияние изменения параметров на реакцию элемента с ПФ дуги является вполне умеренным. С учётом того, что ступенчатому сигналу соответствует довольно большая полоса частот, система управления будет компенсировать изменение параметров части объекта вполне удовлетворительно.

Завершим данный анализ интерпретацией функции чувствительности системы управления  $S_0(j\omega)$ . Функция чувствительности действительной системы управления  $S_1(j\omega)$  связывает относительное изменение ПФ объекта  $W(p)$  с получающимся вследствие этого относительным изменением ПФ системы управления  $W_3(p)$  выражением:

$$\frac{\Delta W_3(p)}{W_{30}(p)} = S_1(p) \frac{\Delta W(p)}{W_0(p)}.$$

Здесь через  $W_{30}(p)$  и  $W_0(p)$  обозначены номинальные передаточные функции системы управления и объекта соответственно. Если амплитуда изменений ПФ объекта невелика, то можно считать  $S_1(j\omega) \approx S_0(j\omega)$ . Эта интерпретация функции  $S_0(p)$  является классической и принадлежит Боду [3];  $S_0(p)$  называется функцией чувствительности замкнутой системы, поскольку она даёт информацию о чувствительности ПФ системы управления к изменениям ПФ объекта.

Комплексную частотную характеристику системы можно формально получить заменой в  $W(p, \alpha_j)$  аргумента  $p$  на  $j\omega$ . Кроме того, в теории управления рассматривают амплитудную  $A(\omega)$ , фазовую  $\phi(\omega)$ , вещественную  $U(\omega) = \text{Re}Z_d(j\omega)$  и мнимую  $V(\omega) = \text{Im}Z_d(j\omega)$  частотные характеристики.

Отметим, что для уменьшения чувствительности автоматических систем один из путей состоит в увеличении усиления элементов контура обратной связи. При стремлении динамического коэффициента усиления системы управления в соответствующем диапазоне частот к бесконечности чувствительность по отношению к управляемому объекту будет стремиться к нулю.

На рис. 5 изображена линейная схема замещения цепи с дугой. Она состоит из ёмкости  $C$  и параллельно соединённого с ней нелинейного сопротивления (НС), имеющего падающую ВАХ. В схеме для исследования оно имитировано дифференциальным сопротивлением  $R_{dφ}$  и последовательно с ним включённой паразитной индуктивностью  $L_1$ , зашунтированной активным сопротивлением  $R_1$  [7; 8]. Обратим внимание на то, что в рассматриваемой цепи всегда

будет параллельная электрической дуге ёмкость, образуемая собственными ёмкостями установки. Эти ёмкости достигают 0,1 мкФ, а с учётом ёмкости элементов запуска дуги составляют даже несколько микрофарад [7; 8].

С целью исследования влияния резистивного демпфирования на электрическую цепь рассмотрим и более сложную цепь, изображённую на рис. 5. Электрическая цепь в соответствии с рис. 5 в данном случае состоит из сопротивления  $R_i$  и ёмкости  $C$ , соединённых параллельно с электрической дугой. Параллельный колебательный контур с потерями и параметрами  $L = \theta(R_{ct0} - R_{дф0}) = 1,74 \cdot 10^{-6}$  Гн;  $R_1 = R_{ct0} - R_{дф0} = 1,74$  Ом содержит резистор с отрицательным сопротивлением  $R_2 = R_{дф0} = -0,49$  Ом.

Контур возбуждается источником тока, выходным сигналом является напряжение на контуре. Равенство  $U(p) = Z(p)I(p)$  указывает на то, что передаточной функцией в данном случае служит операторное сопротивление контура.

Для определения чувствительности ПФ к параметрам элементов в символьном виде применялся математический пакет Maple, а процесс вычисления осуществлялся путём применения такого программного продукта, как FASTMEAN 6.0.

Соответствующие две передаточные функции (входные сопротивления схем в операторной форме) равны:

$$Z_d^C(p) = \frac{p\theta R_{ct0} + R_{дф0}}{p^2\theta R_{ct0}C + p(R_{дф0}C + \theta) + 1};$$

$$Z_d^{CR_i}(p) = \frac{p\theta R_{ct0} + R_{дф0}}{p^2\theta R_{ct0}C + p[R_{дф0}C + \theta(1 + R_{ct0}/R_i)] + 1 + R_{дф0}/R_i}.$$

Функции чувствительности контуров определяются выражениями:

$$S_{-C} = -pCZ_d^C(p); \quad (1)$$

$$S_{-R_{дф0}} =$$

$$= R_{дф0}Z_d^{-1}(p)Z_d^C(p) / (p\theta R_{ct0} + R_{дф0});$$

$$S_{-R_{ct0}} = R_{ct0}p\theta Z_d^{-1}(p)Z_d^C(p) / (p\theta R_{ct0} + R_{дф0});$$

$$S_{-\theta} = p\theta(R_{ct0} - R_{дф0})Z_d^{-1}(p)Z_d^C(p) /$$

$$/(p\theta + 1)(p\theta R_{ct0} + R_{дф0});$$

$$S_{-C1} = -pCZ_d^{CR_i}(p); \quad (2)$$

$$S_{-R_{дф0}1} = R_{дф0}Z_d^{-1}(p)Z_d^{CR_i}(p) / (p\theta R_{ct0} + R_{дф0});$$

$$S_{-R_{ct0}1} = R_{ct0}p\theta Z_d^{-1}(p)Z_d^{CR_i}(p) / (p\theta R_{ct0} + R_{дф0});$$

$$S_{-\theta 1} = p\theta(R_{ct0} - R_{дф0})Z_d^{-1}(p)Z_d^{CR_i}(p) /$$

$$/(p\theta + 1)(p\theta R_{ct0} + R_{дф0}).$$

Связь между логарифмическими функциями чувствительности (1) и (2) определяется соотношением

$$S_{-C1}(p) = S_{-C}(p)C_1(p),$$

откуда

$$C1(p) = \frac{S_{-C1}(p)}{S_{-C}(p)} = \frac{Z_d^{CR_i}(p)}{Z_d^C(p)}$$

или с учётом формул

$$C1(p) = \frac{p^2\theta R_{ct0}C + p(R_{дф0}C + \theta) + 1}{p^2\theta R_{ct0}C + p[R_{дф0}C + \theta(1 + R_{ct0}/R_i)] + 1 + R_{дф0}/R_i}. \quad (3)$$

Из формулы (3) для установившегося режима ( $p = 0$ ) находим

$$C1(0) = 1 / (1 + R_{дф0} / R_i).$$

Как следует из соотношения (3), шунтирование контура сопротивлением  $R_i$  практически не влияет на чувствительность цепи по отношению к вариациям ёмкости  $C$ .

На рис. 6–8 представлены логарифмические характеристики  $|S(j\omega)|$  при некоторых значениях параметров  $C_0$  и  $R_{дф0}$ .

Очевидно, что при больших значениях  $C$  полоса частот, в которой подавляются возмущения, становится уже. Если к тому же эквивалентное возмущение управляемой переменной имеет большую энергию вблизи частоты, соответствующей пику характеристики  $|S(j\omega)|$ , то следует рекомендовать меньшее значение ёмкости  $C$ .

Очевидно, что при  $C = 10,0$  мкФ (самое благоприятное значение параметра цепи) подавление влияния изменений параметров обеспечивается при значениях до  $2,0 \cdot 10^4$  Гц. Значение ёмкости  $C = 10,0$  мкФ соответствует случаю, когда параметр демпфирования  $\xi$  приблизительно равен 0,7.

Для большей конкретности предположим, что изменения параметров вызываются изменениями ёмкости конденсатора  $C$ . Нетрудно найти, что при малых изменениях  $\Delta C$  параметра  $C$  можно написать

$$\frac{\Delta W(p)}{W(p)} \cong$$

$$\cong - \frac{p^2 L_1 (R_1 + R_2) + p R_1 R_2}{p^2 C_1 L_1 (R_1 + R_2) + p (C_1 R_1 R_2 + L_1) + R_1} \cdot \frac{\Delta C}{C}, \quad (4)$$

где  $W(p) = \frac{pL_1(R_1 + R_2) + R_1R_2}{p^2C_1L_1(R_1 + R_2) + p(C_1R_1R_2 + L_1) + R_1}$  — ПФ объекта.

Отметим следующее.

1. При нулевой частоте независимо от значения  $\Delta C$  имеем

$$\frac{\Delta W(p)}{W(p)} = 0.$$

Это означает, что независимо от ёмкости конденсатора  $C$  реакция системы на изменение заданной точки всегда является правильной.

2. Из выражения (4) видно, что функция влияния изменения ёмкости  $C$  на ПФ объекта возрастает до частот срыва  $\omega_0$  и остаётся далее постоянной.

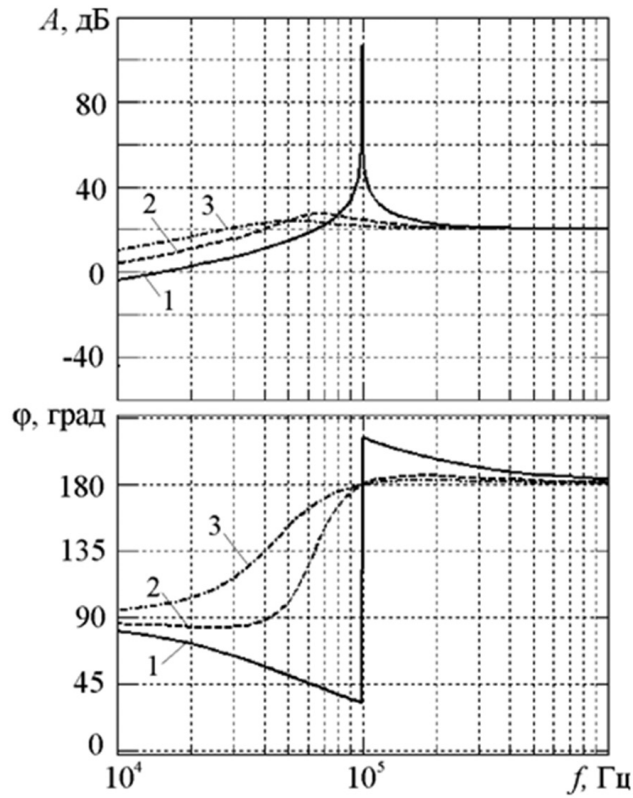


Рис. 6. Логарифмические частотные характеристики функции чувствительности ПФ цепи ( $R_i = \infty$ ) к изменению параметра  $C$  при различных значениях  $C_0$ :

1 —  $2,041 \cdot 10^{-6}$  Ф; 2 —  $5,0 \cdot 10^{-6}$  Ф; 3 —  $10,0 \cdot 10^{-6}$  Ф

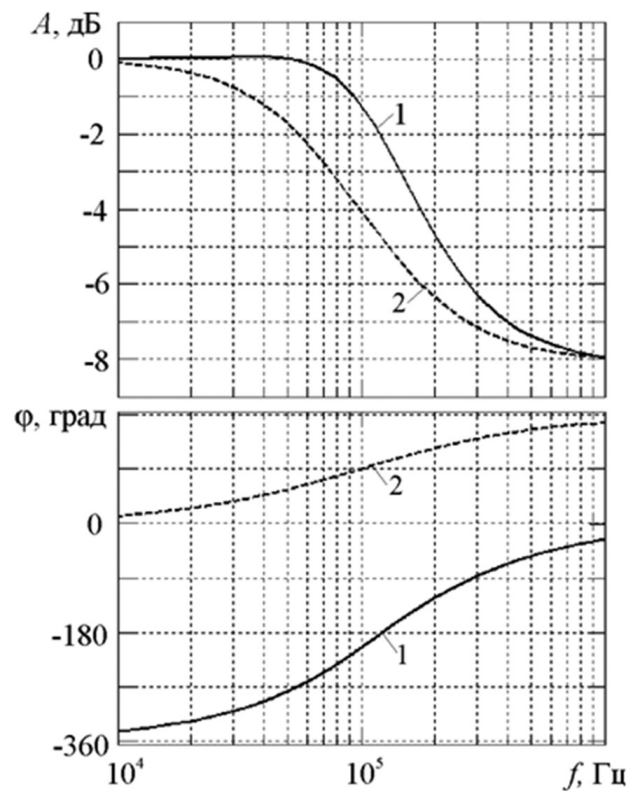


Рис. 7. Логарифмические частотные характеристики функции чувствительности ПФ цепи к изменению  $R_{df0}$  при различных значениях ёмкости  $C_0$ :

1 —  $2,041 \cdot 10^{-6}$  Ф; 2 —  $0,1 \cdot 10^{-6}$  Ф



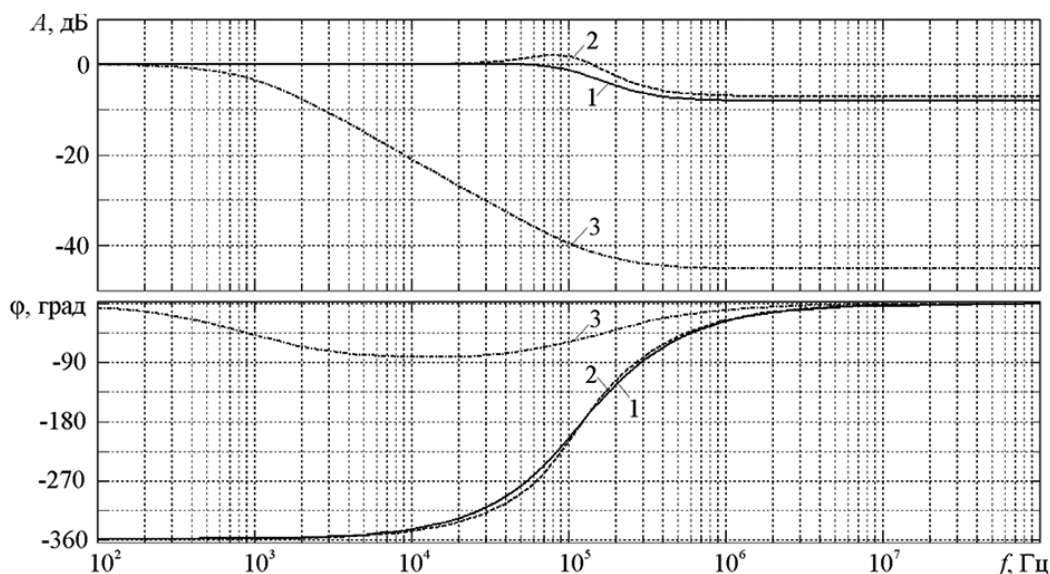


Рис. 8. Логарифмические частотные характеристики функции чувствительности ПФ цепи к изменению  $R_{дф}$  при различных значениях  $R_{дф0}$ :

1 —  $R_{дф0} = -0,49$  Ом; 2 —  $R_{дф0} = -1,0$  Ом; 3 —  $R_{дф0} = 0,01$  Ом

Из поведения функции чувствительности следует, что при низких частотах (до  $2,0 \cdot 10^4$  Гц) влияние изменения ёмкости конденсатора  $C$  на ПФ объекта невелико, причём с уменьшением частоты это влияние ослабляется.

Как было показано [5; 10; 11], электрическая цепь с дугой и ёмкостью при определённых параметрах является колебательным контуром с малым затуханием, в нём возможны интенсивные переходные процессы. Для увеличения затухания переходных процессов в контуре (стабилизации и демпфирования) возможно включение гасящих резисторов. Влияние шунтирующего резистора состоит в том, что добротность колебательной системы уменьшается, увеличивается затухание, вносимое в контур сопротивлением  $R_p$ , тем самым уменьшается как интенсивность возникающих в контуре колебаний, так и время их затухания. Эквивалентное резонансное сопротивление контура с учётом шунтирующего действия резистора

$$R_{рез.эк} = R_{рез} / (1 + R_{рез} / R_i) = R_{рез} \parallel R_i.$$

Выбор шунтирующего резистора, удовлетворяющего как условию малых потерь мощности, так и условию хорошего демпфирования, осуществляется из условия

$$R_{рез} \cong R_i.$$

### Список литературы

- [1] Эсибян, Э. М. (2000). Воздушно-плазменная резка: состояние и перспективы. *Автоматическая сварка*, 12, 6-17.
- [2] Ширшов, И. Г., & Котиков, В. Н. (1987). *Плазменная резка*. Ленинград: Машиностроение.
- [3] Быховский, Д. Г. (1987). *Плазменная резка*. Ленинград: Машиностроение.
- [4] Бакалов, В. П., Дмитриков, В. Ф., & Крук, Б. И. (2007). *Основы теории цепей: учебник для вузов*. Москва: Горячая линия–Телеком.

**ВЫВОДЫ.** 1. При взаимодействии таких двух инерционных элементов, как конденсатор и электрическая дуга, могут возникать автоколебания и неустойчивости. При этом автоколебания возникают и исчезают мягко.

2. Для источников питания электрической дуги с обратными связями предпочтительнее использовать схемы, которые базируются на источнике тока, управляемом напряжением.

3. Поскольку вольт-амперные характеристики, например, плазмотронов определяются их конструкцией и могут иметь различный характер, то выполненные исследования могут служить основой для создания перспективных плазмотронов с характеристиками, при которых в дугу передаётся наибольшее количество энергии.

4. При решении практических задач регулирования технологических сварочных процессов важное значение имеет решение задачи определения оптимальных параметров настройки или параметрической оптимизации автоматических систем регулирования, среди методов которых выделяются бесприоритетные методы, основанные на использовании аппарата чувствительности, названные в [12] сенситивными. Успех её решения во многом предопределяет эффективность разработанных систем.

- [5] Верещаго, Е. Н., & Костюченко, В. И. (2013). Физико-математическая модель цепи питания плазмотрона. *Сварочное производство*, 2, 19-25.
- [6] Горовиц, А. М. (1970). *Синтез систем с обратной связью*. Москва: Советское радио.
- [7] Ленивкин, В. А., Евченко, В. М., & Стрижаков, Е. Л. (2008). *Источники питания для сварки*. Ростов на-Дону: ИЦ ДГТУ.
- [8] Лоос, А. В., Лукутин, А. В., & Сараев, Ю. Н. (1998). *Источники питания для импульсных технологических процессов*. Томск: Издательско-полиграфическая фирма ТПУ.
- [9] Милютин, В. С., Шалимов, М. П., & Шанчуров, С. М. (2007). *Источники питания для сварки*. Москва: Айрис-пресс.
- [10] Сидорец, В. Н., & Пентегов, И. В. (2013). *Детерминированный хаос в нелинейных цепях с электрической дугой*. Киев: Международная ассоциация «Сварка».
- [11] Верещаго, Е. Н., Квасницкий, В. Ф., Мирошниченко, Л. Н., & Пентегов, И. В. (2000). *Схемотехника инверторных источников питания для дуговой нагрузки*: учебное пособие. Николаев: УГМТУ.
- [12] Широков, Л. А. (1972). Алгоритм чувствительной адаптации. В кн.: *Оптимальное и адаптивное управление*. Саратов: СГУ, 61-81.

---

© Е. М. Верещаго, В. И. Костюченко

Статью рекомендует до печати  
д-р техн. наук, проф. Г. В. Павлов



**Volodymyr  
O. Lebedev**  
В. О. Лебедев



**Hennadii  
V. Zhuk**  
Г. В. Жук



**Stanislav  
V. Drahan**  
С. В. Драган



**Ivan  
V. Simutenkov**  
И. В. Симутенков



**Sergii  
V. Novykov**  
С. В. Новиков

УДК 621.791/.792:519.87

## **MATHEMATICAL SUBSTANTIATION OF DOSED PULSE ELECTRODE WIRE IN MECHANIZED WELDING IN PROTECTIVE GASES**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДОЗИРОВАННОЙ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ ЭЛЕКТРОДНОЙ ПРОВОЛОКИ ПРИ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ СВАРКЕ В ЗАЩИТНЫХ ГАЗАХ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.16

**Volodymyr O. Lebediev**

**В. А. Лебедев**, д-р техн. наук<sup>1</sup>  
valpaton@ukr.net

ORCID: 0000-0002-0006-3576

**Hennadii V. Zhuk**

**Г. В. Жук**, директор<sup>2</sup>  
dktbpaton@gmail.com

ORCID: 0000-0001-6615-8239

**Stanislav V. Drahan**

**С. В. Драган**, канд. техн. наук<sup>3</sup>  
stanislav.dragan@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0001-8634-782X

**Ivan V. Simutenkov**

**И. В. Симутенков**, канд. техн. наук<sup>4</sup>  
simutenkov@inbox.ru

ORCID: 0000-0002-2896-2637

**Sergej V. Novikov**

**С. В. Новиков**, инженер<sup>1</sup>  
novykov76@ukr.net

ORCID: —

<sup>1</sup>*Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine, Kyiv*

<sup>2</sup>*OKTB of Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine, Kyiv*

<sup>3</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv*

<sup>4</sup>*Marine Design Engineering Mykolayiv, Mykolayiv*

<sup>1</sup>*ІЭС імені Е. О. Патона НАН України, г. Київ*

<sup>2</sup>*ГП «ОКTB ІЭС імені Е. О. Патона НАН України», г. Київ*

<sup>3</sup>*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, г. Николаев*

<sup>4</sup>*ООО «Марин Дизайн Инжиниринг Николаев», г. Николаев*

**Abstract.** The development of a physic-mathematical model of the process of forming a drop and transferring it through an arc during welding with pulsed feed of an electrode wire is presented. It is shown that the process can be divided into three stages: I — arc burning in the interelectrode space at a zero value of the electrode wire feed rate. At this stage, as a result of electrode melting, the resulting drop makes chaotic movements along the end of the electrode wire. The length of the arc increases, the forming drop is removed from the bath, and thus prevents the possibility of an accidental short circuit of the arc gap; II — movement of the drop formed at stage I, in the direction of the weld pool to a short circuit between the gap and III — flow of the drop into the weld pool during the short circuit time. At this stage, the short circuit continues until the moment of explosion of the liquid metal jumper with a fixed electrode wire. The duration of each stage of the process is determined analytically taking into account the physicommechanical characteristics of the electrode materials, the geometric parameters of the near-electrode areas of the arc, and the welding conditions. The developed mathematical model is the basis for the design of the device for pulsed dosed supply of electrode wire and the drive control algorithm using reverse information links on the parameters of the arc process. A distinctive feature of the device is the use of the original sensor to measure the current value of the welding current used to generate a drive control signal for the dosed feed of the electrode wire. Experimental testing of the drive of the pulsed feed of the electrode wire according to the proposed algorithm by recording oscillograms of the current and voltage of the arc showed the possibility of obtaining a more stable transfer process of the electrode metal with regular short circuits in mechanized CO<sub>2</sub> welding, compared to the unmanaged.

**Keywords:** arc welding; pulse dosed feed; analytical definition of time; process stages, mathematical model.

**Аннотация.** Представлена разработка физико-математической модели процесса формирования капли и переноса ее через дугу при сварке с импульсной подачей электродной проволоки. Показано, что процесс может быть разбит на три стадии: I — горение дуги в межэлектродном пространстве при нулевом значении скорости подачи электродной проволоки. На этой стадии в результате оплавления электрода образующаяся капля совершает хаотичные перемещения по торцу электродной проволоки. Длина дуги при этом увеличивается, формирующаяся капля удаляется от ванны, и тем самым предотвращается возможность случайного короткого замыкания дугового промежутка; II — перемещение капли, сформированной на стадии I, в направлении сварочной ванны до короткого замыкания междугового промежутка и III — перетекание капли в сварочную ванну в течение времени короткого замыкания. На этой стадии короткое замыкание продолжается до момента взрыва жидкой металлической перемычки при неподвижной электродной проволоке. Продолжительность каждой стадии процесса определена аналитически с учетом физико-механических характеристик электродных материалов, геометрических параметров приэлектродных областей дуги и режимов сварки. Разработанная математическая модель положена в основу конструкции устройства импульсной дозированной подачи электродной проволоки и алгоритма управления приводом с использованием обратных информационных связей по параметрам дугового процесса. Отличительной особенностью устройства является применение оригинального датчика для измерения текущего значения сварочного тока, используемого для формирования сигнала управления приводом дозированной подачи электродной проволоки. Экспериментальная проверка работы привода импульсной подачи электродной проволоки по предложенному алгоритму путем записи осциллограмм тока и напряжения дуги показала возможность получения более стабильного, по сравнению с неуправляемым, процесса переноса электродного металла с регулярными короткими замыканиями при механизированной сварке в  $\text{CO}_2$ .

**Ключевые слова:** дуговая сварка; импульсная дозированная подача; аналитическое определение времени; стадии процесса, математическая модель.

**Анотація.** Подана розробка фізико-математичної моделі процесу формування краплі і перенесення її через дугу при зварюванні з імпульсною подачею електродного дроту. Показано, що процес може бути розбитий на три стадії: I — горіння дуги в міжелектродному просторі при нульовому значенні швидкості подачі електродного дроту. На цій стадії в результаті оплавлення електроду крапля, що утворюється, здійснює хаотичні переміщення по торцю електродного дроту. Довжина дуги при цьому збільшується, крапля, що формується, віддаляється від ванни і тим самим запобігає можливості випадкового короткого замикання дугового проміжку; II — переміщення краплі, сформованої на стадії I, у напрямі зварювальної ванни до короткого замикання міждугового проміжку і III — перетікання краплі в зварювальну ванну впродовж часу короткого замикання. На цій стадії коротке замикання триває до моменту вибуху рідкої металевої перемички при нерухомому електродному дроті. Тривалість кожної стадії процесу визначена аналітично з урахуванням фізико-механічних характеристик електродних матеріалів, геометричних параметрів приелектродних областей дуги і режимів зварювання. Розроблена математична модель покладена в основу конструкції пристрою імпульсної дозованої подачі електродного дроту та алгоритму керування приводом з використанням зворотних інформаційних зв'язків за параметрами дугового процесу. Відмітною особливістю пристрою є застосування оригінального датчика для вимірювання поточного значення зварювального струму, використовуваного для формування сигналу керування приводом дозованої подачі електродного дроту. Експериментальна перевірка роботи приводу імпульсної подачі електродного дроту за запропонованим алгоритмом шляхом запису осцилограм струму і напруги дуги показала можливість отримання стабільнішого, в порівнянні з некерованим, процесу перенесення електродного металу з регулярними короткими замиканнями при механізованому зварюванні в  $\text{CO}_2$ .

**Ключові слова:** дугове зварювання; імпульсна дозована подача; аналітичне визначення часу; стадії процесу, математична модель.

## References

- [1] Lankin, Yu. N. Avtomaticheskoe upravlenie protsessom svarki plavyaschimsya elektrodom v  $\text{SO}_2$  s periodicheskimi zamykaniyami dugovogo promezhtka (Obzor) / Yu. N. Lankin // Avtomaticheskaya svarka. 2007. No 1. Pp. 3–10.
- [2] Lebedev, V. A. Tehnologicheskie harakteristiki avtomaticheskoy naplavki pod flyusom s vyisokochastotnyimi kolebaniyami elektroda / V. A. Lebedev, S. V. Dragan, Zh. G. Goloborodko i dr. // Avtomaticheskaya svarka. 2014. No 8. Pp. 35–38.
- [3] Morozov, V. P. Analiz usloviy formirovaniya izmelchennoy strukturyi pri kristallizatsii metalla svarochnoy van-nyi s nalozheniem vneshnih periodicheskikh vozmuscheniy / V. P. Morozov // Izvestiya Vyisshih Uchebnyih Zavedeniy. Mashinostroenie. 2006, No 8. Pp. 41–54.
- [4] Potapevskiy, A. G. Svarka staley v zaschitnyih gazah plavyaschimsya elektrodom. Tehnika i tehnologiya budushego: monografiya / A. G. Potapevskiy, Yu. N. Saraev, D. A. Chinahov. Tomsk: Izd-vo Tomskogo politehnicheskogo universiteta, 2012. 208 p.

- [5] Gulakov, S. V. Issledovanie prichin razbryzgvaniya metalla pri svarke v srede SO<sub>2</sub> / S. V. Gulakov, V. V. Burlaka, O. V. Harlanov // *VIsnik DonbaskoYi mashinobudIvnoYi akademIYi*. 2014. No 1 (32). Pp. 188–192.
- [6] Lebedev, V. K. Tendentsii razvitiya istochnikov pitaniya i sistem upravleniya (po materialam patentov USA) / V. K. Lebedev // *Avtomaticheskaya svarka*. 2004. No 1. Pp. 40–48.
- [7] Lebedev, V. A. Automatic submerged-arc welding with pulsed electrode wire feed using a stepping motor / V. A. Lebedev, S. V. Dragan, K. K. Trunin // *Welding International*. 2017. Vol. 31. No 2. Pp. 145–150. DOI: 10.1080/09507116.2016.1223917.
- [8] Lebedev, V. A. Sovremennoe mehanizirovannoe oborudovanie dlya svarki i naplavki i ego tehniko-tehnologicheskie vozmozhnosti / V. A. Lebedev, S. Yu. Maksimov. K.: Osnova. 2012. 392 p.
- [9] Solodskiy, S. A. Razrabotka avtomatizirovannoy sistemy dlya svarki v CO<sub>2</sub> s impulsnoy podachey provoloki i modulyatsiey svarochnogo toka / S. A. Solodskiy. Avtoref. kand. diss. Chelyabinsk: 2010. 20 p.
- [10] Tewari, S. P. Effekts of Oscillation on Impact Property of Weldments / S. P. Tewari // *ISIJ International*. 1999. Vol. 39 (8). Pp. 809–812. DOI: 10.2355/isijinternational.39.809.
- [11] Abu-Aesh, M. Welding of fully — Austenitic stainless steel using pcgtaw process; Part I: Bead structure / M. Abu-Aesh, M. Taha, A. El-Sabbagh, L. Dorn // *Journal of Manufacturing Processes*. 2019, Volume 38. Pp. 21–29. DOI: 10.1016/j.jmapro.2018.12.037.
- [12] Morozov, V. P. Rol vyideleniya skryitogo tepla v upravlenii strukturoobrazovaniem protsessa kristallizatsii metalla rasplavlennoy vannyi pri svarke / V. P. Morozov // *Inzhenernoe obrazovanie (Elektronnyy zhurnal)*. 2011, No 11.
- [13] Getskin, O. B. Modelirovanie protsessa perenosa elektrodnoogo metalla pri svarke s korotkimi zamykaniyami / O. B. Getskin, V. A. Erofeev, S. I. Poloskov // *Avtomaticheskaya svarka*. 2009, No 2. Pp. 16–21.
- [14] Lebedev, V. A. Sposoby upravleniya podachey elektrodnoy provoloki pri dugovoy mehanizirovannoy svarke i naplavke / V. A. Lebedev, G. V. Zhuk, S. V. Dragan // *ZNP NUK*. 2017, No 4. Pp. 43–52.
- [15] Zhao, Y. Effect of pulsing parameters on drop transfer dynamics and heat transfer behavior in pulsed gas metal arc welding / Y. Zhao, P.-S. Lee, H. Chung // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019, Volume 129. Pp. 1110–1122. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.037.
- [16] Paton, B. E. Self-regulation of the arc in consumable electrode welding / B. E. Paton, S. Y. Maksimov, V. S. Sidoruk, Y. N. Saraev // *Welding International*. 2015. Vol. 29. No. 12. Pp. 956–962. DOI: 10.1080/09507116.2015.1012381.
- [17] Lenivkin, V. A. Tehnologicheskie svoystva svarochnoy dugi v zaschitnykh gazakh / V. A. Lenivkin, N. G. Dyurgerov, H. N. Sagirov. M.: Mashinostroenie, 1989. 264 p.
- [18] Getskin, O. B. Fiziko – matematicheskaya model sistemy «istochnik pitaniya — duga» dlya svarki plavyaschimysya elektrodom v zaschitnykh gazakh / O. B. Getskin, S. I. Poloskov, V. A. Erofeev, O. P. Vitko // *Tyazheloe mashinostroenie*. 2008, No 6. Pp. 18–20.
- [19] Ryikalin, N. N. Raschyoty teplovykh protsessov pri svarke / N. N. Ryikalin. M.: Gosudarstvennoe Nauchno — Tehnicheskoe Izdatelstvo Mashinostroitelnoy Literatury. 1951. 190 p.
- [20] Zaruba, I. I. Priroda korotkikh zamykaniy dugi pri svarke v uglekislom gaze / I. I. Zaruba // *Avtomaticheskaya svarka*. 1973, No 5. Pp. 14–17.
- [21] Leskov, G. I. Elektricheskaya svarochnaya duga / G. I. Leskov. M.: Mashinostroenie, 1970. 335 p.

**Постановка задачи.** Современная мировая тенденция развития технологии машиностроения поставила в ряд актуальных проблем экономию ресурсов и энергии. Одно из приоритетных направлений решения этой проблемы — создание новых или доработка старых технологий, в том числе на основе дуговых сварочных процессов. При этом важнейшим фактором, который определяет технологические характеристики и области применения дуговой сварки и наплавки механизированными способами, является управление переносом электродного металла в сварочную ванну и формирование структуры сварного шва под воздействием внешних возмущающих факторов [1, 2, 3].

Проблеме управления переносом электродного металла при сварке в защитных газах посвяще-

но достаточно много технической литературы [1, 4, 5], но по-прежнему актуальными остаются задачи, связанные со снижением потерь электродного металла, улучшением условий формирования наплавленного валика, обеспечением качественного формирования сварных соединений, особенно выполняемых в положениях, отличных от нижнего, снижением затрат на последующую обработку шва и др.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Решение задач расширения технологических возможностей механизированной сварки в защитных газах путем воздействия на процесс переноса металла через дуговой промежуток достигается применением способов и средств, обеспечивающих программное управление параметрами режима

дуговой сварки, в частности скоростью подачи электродной проволоки. С этой целью на практике уже давно используются методы с модуляцией режимов в различной технической реализации, но ни один из существующих методов управления не является достаточно универсальным [6, 7, 8, 9]. Продолжается поиск новых, более эффективных, способов влияния на каплю электродного металла, в том числе с управляемым энерговыделением в металлическую ванну [10, 11, 12]. При этом, перспективным направлением можно считать использование импульсных алгоритмов управления механизмом подачи сварочной проволоки, обеспечивающих дозированную подачу на основе информации о времени формирования на торце электродной проволоки капли металла, перехода капли в сварочную ванну и времени горения дуги между короткими замыканиями межэлектродного промежутка. Разработка расчетной методики определения указанных временных интервалов обуславливает актуальность решения поставленной проблемы.

Для механизированной и автоматической сварки плавящимся электродом разработано много перспективных способов сварки с целенаправленными воздействиями на каплю электродного металла при переходе в сварочную ванну [2, 13, 14, 15]. Однако эффективная реализация предложенных способов сварки с управляемым каплепереносом электродного металла стала возможной лишь на рубеже прошлого и нынешнего столетий, благодаря развитию микропроцессорной техники и созданию мощных транзисторных ключей, позволяющих осуществлять быструю коммутацию сварочного тока по сложному алгоритму управления [1, 7, 16].

К числу наиболее перспективных способов управления переносом электродного металла при механизированных дуговых процессах — сварке и наплавке — относятся способы с импульсной подачей электродной проволоки, для которых создана научная база и соответствующие конструкторские разработки [1, 4, 8]. Так, например, в ГП ОКТЬ ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины разработано несколько новых вариантов построения систем управления переносом электродного металла с использованием импульсных алгоритмов воздействия на систему подачи электродной проволоки при механизированной дуговой сварке. Сущность их, в основном, сводится к следующему:

- использование информационной обратной связи по току сварки;
- использование информационной обратной связи по току сварки с дополнительной низкочастотной модуляцией скорости подачи электродной проволоки;
- использование информационной обратной связи по напряжению сварочной дуги.

Для принятия решения по использованию того или иного способа управления переносом электродного металла следует учитывать эффективность и целесообразность метода, затраты на его реализа-

цию при серийном производстве или при модернизации уже имеющегося на предприятии оборудования [4, 7, 9].

**Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.** Большинство способов и методов, обеспечивающих условия переноса электродного металла, достаточно полно исследованы и успешно реализованы на производстве. Вместе с тем, в технической литературе ограниченно представлены сведения о применении оборудования с использованием обратных информационных связей по параметрам дугового процесса для импульсного воздействия на перенос электродного металла. Это связано, по нашему мнению, с еще недостаточным математическим описанием процесса переноса металла при дозированной импульсной подаче электродной проволоки [1, 9, 12].

**ЦЕЛЬ СТАТЬИ** — разработка основ математической модели процесса управления переносом металла через дугу при сварке в  $CO_2$  с дозированной импульсной подачей электродной проволоки и использованием обратных информационных связей по параметрам дугового процесса.

**Методы, объект и предмет исследования.** *Объектом исследований* является процесс переноса электродного металла через дуговой промежуток с периодическими короткими замыканиями (КЗ) при механизированной сварке в защитных газах электродными проволоками диаметром 0,5...1,6 мм короткой дугой с напряжением 15...28 В.

*Предмет исследований* — установление аналитических зависимостей между параметрами режима дозированной импульсной подачи электродной проволоки с длительностью стадий процесса каплепереноса.

При обычном процессе сварки, с неуправляемым переносом металла, скорость подачи электродной проволоки постоянна, а скорость ее плавления изменяется. Поэтому торец электрода с каплей приближается к сварочной ванне (длина дуги и ее напряжение уменьшаются) до короткого замыкания. Частота периодических замыканий при этом изменяется в пределах 90...450 раз в секунду.

Во время КЗ сварочный ток резко возрастает, увеличивается сжимающее действие электромагнитных сил, в результате чего разрывается перемишка жидкого металла между электродом и изделием и капля расплавленного электродного металла переходит в сварочную ванну.

После каждого КЗ силой поверхностного натяжения расплавленный металл на торце электрода снова стягивается в каплю. В результате длина и напряжение дуги становятся максимальными [8]. Процесс формирования капли и перенос ее через дугу можно рассматривать как стохастичный. Для описания и анализа процессов переноса электродного металла используют данные о параметрах дугового процесса, полученных при записи осциллограмм тока

и напряжения с помощью, например, электронного USB-осциллографа IRIS [2]. На рис. 1 представлены осциллограммы параметров режима механизированной сварки в  $\text{CO}_2$  с постоянной скоростью подачи электродной проволоки, иллюстрирующие описанный процесс.

Импульсно-дуговая сварка обеспечивает программное управление каплепереносом на основе использования математических моделей процесса. Для возможности математического моделирования и разработки алгоритма управления некоторые исследователи выделяют две главные фазы микроцикла переноса капли металла через дуговой промежуток — фазу горения дуги и фазу КЗ — с разбивкой их на несколько стадий: I — плавление электрода и формирование капли; II — успокоение капли; III — КЗ и начало перетекания капли в ванну; IV — окончание перетекания; V — разрыв перемычки расплава между электродом и ванной и возбуждение дуги [1].

Аналогичный подход к исследованию процесса каплепереноса металла при импульсной подаче электродной проволоки использован авторами и в данной работе. При этом отдельные аналитические зависимости для описания динамики капли заимствованы из [17, 18, 19, 20], а численные данные, характеризующие материалы электродов и параметры приэлектродных областей дуги, приняты по [2, 16, 21].

**Основной материал.** В основу разработки способа управления каплепереносом при импульсной подаче электродной проволоки положена гипотеза о трехстадийном протекании процесса с возможностью аналитического определения продолжительности каждой стадии.

**Стадия I** — горение дуги в межэлектродном пространстве при нулевом значении скорости пода-

чи электродной проволоки. На этой стадии электрод оплавляется, образуется капля, которая совершает хаотичные перемещения по торцу электродной проволоки. Длина дуги увеличивается, формирующаяся капля удаляется от ванны, и тем самым предотвращается возможность случайного КЗ дугового промежутка. Вместе с тем, по мере увеличения объема и, следовательно, массы капли, скорость её движения вверх замедляется. Длительность стадии I определяется временем  $t_1$  — от момента начала формирования капли до момента начала образования «шейки» расплавленного металла между каплей и торцом электродной проволоки (рис. 2).

Эта стадия процесса описывается уравнением динамики капли [13]:

$$m_k \frac{d^2 Z_k}{dt_1^2} = F_\sigma + F_I + F_j, \quad (1)$$

где  $m_k$  — масса капли, кг;  $Z_k$  — расстояние от центра масс капли до торца электродной проволоки, м;  $F_\sigma$  — сила поверхностного натяжения, Н;  $F_I$  — аксиальная составляющая электромагнитной силы, Н;  $F_j$  — сила реактивного давления паров, Н.

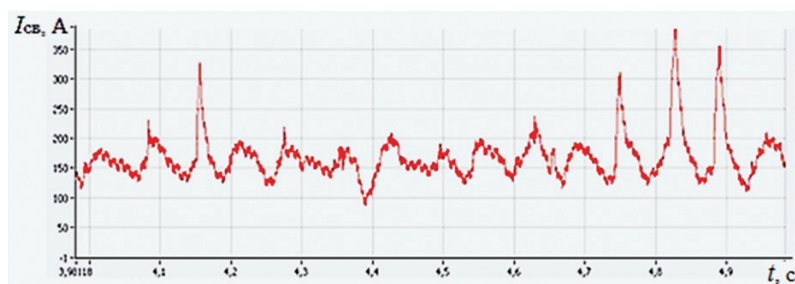
Силы, действующие на каплю, рассчитаем следующим образом:

$$F_\sigma = (\pi D_k - 12 Z_k) \sigma,$$

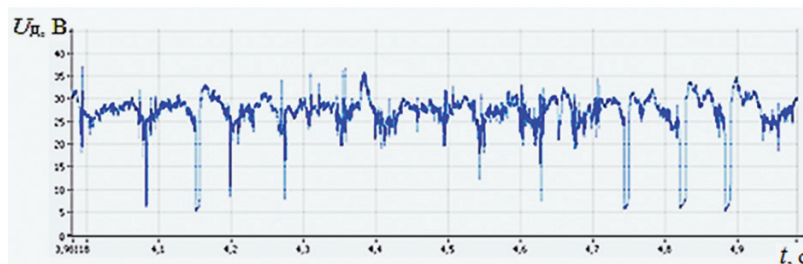
где  $D_k$  — диаметр капли, м;  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения на границе капли с электродом, Н/м;

$$F_I \approx k I^2 \left( \frac{r_3}{r_k} - 1 \right),$$

где  $k = 1,02 \cdot 10^{-5}$ ;  $I$  — ток дуги, А;  $r_3, r_k$  — радиусы поперечного сечения электродной проволоки и капли соответственно, м;



а)



б)

**Рис. 1.** Реальные осциллограммы сварочного тока (а) и напряжения на дуге (б) при сварке с постоянной скоростью подачи электродной проволоки диаметром  $d_3 = 1,2$  мм (неуправляемый процесс переноса электродного металла)

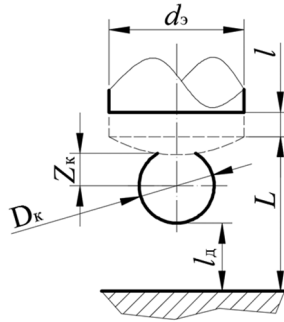


Рис. 2. Соотношение длин участков межэлектродного промежутка при формировании капли

$$F_j = \frac{4Aj^2}{\pi d_3^2},$$

где  $A$  — постоянный безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики материалов электродов и параметры приэлектродных областей дуги [21];  $j$  — плотность тока дуги,  $A/m^2$ ;  $d_3$  — диаметр электродной проволоки, м.

Если считать, что в начальный момент времени центр тяжести формирующейся капли находится на границе между торцом электродной проволоки и сварочной дугой и по мере роста объёма капли перемещается вдоль оси проволоки, то момент времени начала формирования «шейки» будет определяться таким положением капли, когда её центр тяжести пройдет расстояние  $Z_k = \frac{D_k}{12}$  [18].

Массу капли  $m_k$  и скорость плавления электрода  $\omega_{пл}$  определим по известным зависимостям [19]:

$$m_k = \frac{q_{эф} V_k}{\omega_{пл} F_3 (S_k - S_T)}, \quad (2)$$

где  $q_{эф} = \eta I U_d$  — эффективная тепловая мощность дуги, Вт (тут  $\eta$  — эффективный К.П.Д. процесса нагрева дугой,  $U_d$  — напряжение на дуге, В);  $V_k$  — объём капли,  $m^3$ ;  $F_3$  — площадь поперечного сечения электродной проволоки,  $m^2$ ;  $\omega_{пл}$  — скорость плавления электрода, м/с;  $S_k, S_T$  — теплосодержание металла капли, нагретой током  $I$  до температуры  $T_k$ , и торца электрода, нагретого до температуры  $T_T$  соответственно, Дж/кг;

$$\omega_{пл} = \frac{q_{эф}}{c\rho_3 F_3 (T_k - T_T)}, \quad (3)$$

где  $c\rho_3$  — объёмная теплоёмкость металла электрода, Дж/ $m^3 \cdot ^\circ C$ .

Температуру  $T_T$  определим по формуле [19]

$$T_T = (B - T_0) e^{\frac{C}{B} j^2 t_1} - B, \quad (4)$$

где  $B$  и  $C$  — постоянные нагрева электродной проволоки, для постоянного тока  $B = (200 \dots 240) ^\circ C$ ,  $C = (2,4 \dots 3,1) m^4 \cdot ^\circ C / A^2 \cdot c$ ;  $T_0$  — начальная температура проволоки,  $^\circ C$ ;  $t_1$  — время формирования капли, с.

Пренебрегая потерями на испарение, примем одинаковыми массы образовавшейся капли и части электродной проволоки длиной  $l$  (см. рис. 3), расплавившейся за время  $t_1$ , т. е.

$$\rho_k \frac{\pi D_k^3}{6} = \rho_3 \frac{\pi d_3^2}{4} l, \quad (5)$$

где  $\rho_k, \rho_3$  — плотность металла капли и электродной проволоки соответственно, кг/ $m^3$ .

Тогда

$$\frac{d^2 D_k}{dt_1^2} = \frac{1}{D_k^2} \left( \left( \frac{\rho_3 d_3^2}{2\rho_k} \right) \frac{d^2 l}{dt_1^2} - \left( \frac{\rho_3^2 d_3^4}{2\rho_k^2 D_k^3} \right) \left( \frac{dl}{dt_1} \right)^2 \right). \quad (6)$$

Решение системы уравнений (1)–(4), (6) относительно  $t_1$  дает следующий результат:

$$t_1 = \frac{B}{Cj^2} \ln \left( \frac{12F_3^2 c\rho_3 (S_k - S_T)(T_k + B) \times (F_\sigma + F_l + F_j) + \frac{\pi\rho_3^2 d_3^4 q_{эф}^2}{12\rho_k^2 D_k^2}}{(B - T_0) \times \left( \frac{12F_3^2 c\rho_3 (S_k - S_T)(F_\sigma + F_l + F_j) - \frac{\pi C j^2 \rho_3 d_3^4 q_{эф} D_k F_3 c\rho_3}{4B\rho_k}}{4B\rho_k} \right)} \right). \quad (7)$$

**Стадия II** — перемещение капли объёмом  $V_k$ , сформированной за время  $t_1$ , в сварочную ванну до короткого замыкания дугового промежутка. Продолжительность данной стадии характеризуется временем  $t_2$ , которое можно определить из уравнения

$$\frac{dl_d}{dt_2} = at_2, \quad (8)$$

где  $l_d$  — длина дугового промежутка (см. рис. 3), м;  $a$  — ускорение, характеризующее инерционные свойства системы подачи электродной проволоки, м/ $c^2$ .

Принимая до начала формирования капли длину дуги  $L$  известной величиной, определим расстояние  $l_d$ , на которое перемещается капля до короткого замыкания с поверхностью сварочной ванны,

$$l_d = L + l - D_k. \quad (9)$$



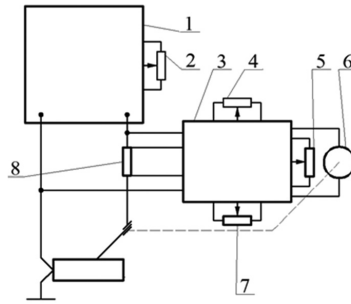


Рис. 3. Принципиальная блок-схема устройства дозированной импульсной подачи электродной проволоки с управлением по параметрам дуги

Из уравнения (5) найдем длину участка  $l$

$$l = \frac{2\rho_k D_k^3}{3\rho_3 d_3^2}. \quad (10)$$

Тогда уравнение (8) примет вид

$$\int_0^{l_1} dl = a \int_0^{t_2} dt, \quad (11)$$

откуда

$$t_2 = \sqrt{\frac{2}{a} \left( L + \frac{2\rho_k D_k^3}{3\rho_3 d_3^2} - D_k \right)}. \quad (12)$$

**Стадия III** — короткое замыкание межэлектродного промежутка. На этой стадии короткое замыкание происходит в течение времени  $t_3$  при неподвижной электродной проволоке (скорость подачи равна нулю), т.е. до момента взрыва жидкой металлической перемычки. Время  $t_3$  можно рассчитать по уравнению [20]

$$t_3 = \frac{\pi Q \rho_k d_3^2}{2\theta I_{кз} j}, \quad (13)$$

где  $Q$  — удельная теплота испарения металла, Дж/кг;  $\theta$  — удельное электрическое сопротивление жидкого металла, Ом·м;  $I_{кз}$  — сила тока короткого замыкания, А;  $j$  — плотность тока в перемычке, А/м<sup>2</sup>.

Таким образом, расчет времени каждой стадии процесса переноса капли, позволяет не только установить общую длительность цикла работы механизма импульсной подачи электродной проволоки, но и управлять рассмотренным процессом путем регулирования скорости подачи электрода с использованием информационной обратной связи по параметрам дуги, что является элементом научной новизны данной работы.

**Обсуждение полученных результатов.** Представленная математическая модель процесса управляемого переноса электродного металла положена в основу разработки способа импульсной дозированной подачи проволоки, отличительными особенностями которого являются:

– электродная проволока подается со скоростью, изменяемой от установленного начального до ко-

нечного значения с регулируемой во времени остановкой (паузой в движении до окончания перехода капли в сварочную ванну) и последующим возобновлением движения;

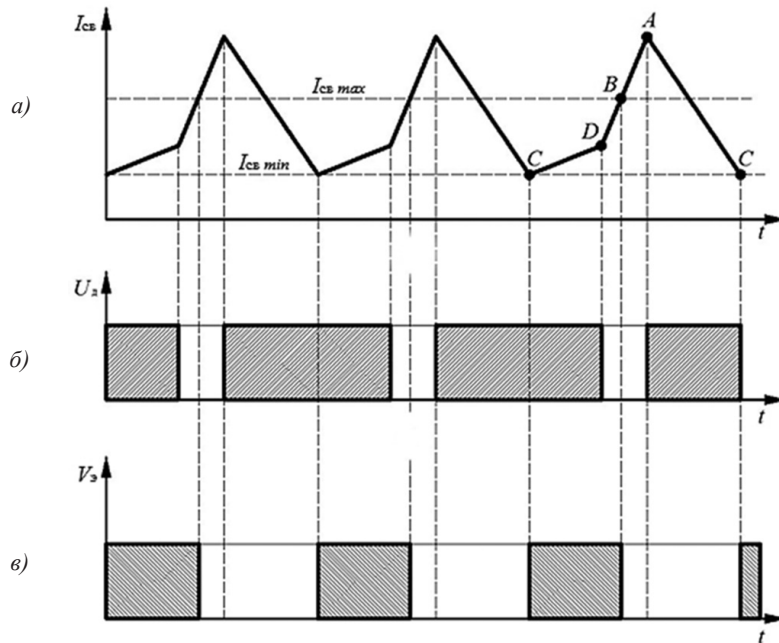
– начало цикла изменения скорости подачи электрода синхронизировано с моментом окончания времени перехода капли путем использования информационной обратной связи по параметрам дуги в системе управления электроприводом механизма подачи.

– продолжительность времени остановки (пауза в движении) подачи проволоки определяется суммарным временем формирования капли на торце электрода и переходом ее в сварочную ванну при КЗ межэлектродного промежутка.

Принципиальная блок-схема разработанного в ИЭС им. Е. О. Патона НАН Украины устройства для реализации алгоритма управляемого переноса металла при импульсной дозированной подаче электродной проволоки приведена на рис. 3, циклограмма его работы — на рис. 4.

Работа устройства заключается в следующем. Перед сваркой от источника сварочного тока  $I$  в сварочную цепь подается напряжение  $U_d$ , устанавливаемое с помощью задатчика 2. На блоке управления электроприводом 3 двигателя 6 механизма подачи электродной проволоки задатчиком 5 устанавливается скорость подачи  $v_3$ , задатчиками 4 и 7 — соответственно минимальное  $I_{св\ min}$  и максимальное  $I_{св\ max}$  значения тока  $I = I_{св}$ , ограничивающие диапазон управления электроприводом (см. рис. 4, а).

В процессе сварки на торце электродной проволоки, подаваемой с установленной скоростью  $v_3$ , формируется капля расплавленного металла. Вследствие роста размеров капли длина межэлектродного промежутка сокращается, вызывая соответствующее снижение напряжения на дуге  $U_d$  и возрастание силы сварочного тока  $I_{св}$ . Текущее значение тока измеряется датчиком 8. В момент времени, соответствующий точке  $D$  (см. рис. 4, а), размеры капли становятся такими, что вызывают короткое замыкание межэлектродного промежутка. При этом напряжение на дуге исчезает ( $U_d \approx 0$ , рис. 4, б), электрическое сопротивление жидкой металлической перемычки (капли) снижается, сварочный ток  $I_{св}$  достигает установленной с помощью задатчика 7 максимальной величины  $I_{св\ max}$  (точка  $B$  на рис. 4, а) и электропривод 3 остано-



**Рис. 4.** Схематизированные осциллограммы сварочного тока (а), напряжения на дуге (б) и циклограмма работы электропривода (в) механизма дозированной импульсной подачи сварочной проволоки

ливают двигатель б механизма подачи электродной проволоки (см. рис. 4, в).

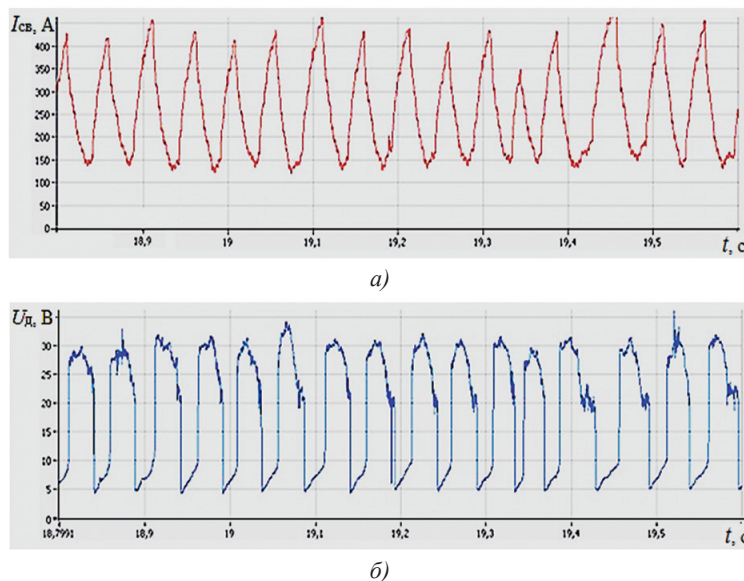
При достижении сварочным током величины, соответствующей точке А (см. рис. 4, а), жидкая металлическая перемычка разрушается, капля металла переносится в сварочную ванну и восстанавливается дуговой процесс. При этом появляется напряжение на дуге  $U_d$  (см. рис. 4, б), а сила сварочного тока  $I_{св}$  начинает снижаться пропорционально росту длины дуги.

Пауза (остановка в работе электропривода) в процессе подачи электродной проволоки длится в течение времени, пока сила сварочного тока  $I_{св}$  не снизится до установленной с помощью задатчика 4 величины  $I_{св min}$ . Затем электропривод снова включается (точ-

ка С на рис. 4, а) цикл работы механизма импульсной подачи электродной проволоки повторяется.

Работа привода дозированной импульсной подачи проволоки по приведенному алгоритму обеспечивает более стабильный, по сравнению с постоянной скоростью подачи, процесс переноса электродного металла с регулярными короткими замыканиями (рис. 5).

Экспериментальная проверка разработанной математической модели путем определения длительности составляющих цикла переноса капли по осциллограмме напряжения (см. рис. 5, б) при сварке проволокой Св-08Г2С диаметром  $d_3 = 1,2$  мм показала следующие результаты (табл. 1).



**Рис. 5.** Реальные осциллограммы сварочного тока (а) и напряжения на дуге (б) при импульсной подаче электродной проволоки с короткими замыканиями межэлектродного промежутка (управляемый процесс переноса электродного металла)

Таблица 1. Оценка точности математической модели

Время, с	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{\text{общ}}$
Расчет	0,010	0,012	0,016	0,038
Эксперимент	0,012	0,016	0,020	0,048
Погрешность, %	16,7	25,0	20,0	20,8

Сравнение полученных параметров с характерными для неуправляемого процесса переноса металла при сварке в  $\text{CO}_2$  [4], показало, что при импульсной дозированной подаче электродной проволоки общая длительность цикла переноса капли может быть сокращена, что благоприятно скажется на формировании наплавленного валика и будет способствовать повышению производительности сварочного процесса. Также, несмотря на известные результаты исследований формирования структуры при кристаллизации металла сварочной ванны под воздействием внешних периодических возмущений [3, 11, 12], мало изученными остаются вопросы, связанные с влиянием импульсной дозированной подачи электродной проволоки при механизированной сварке в защитных газах на структуру и механические свойства сварных соединений.

**Выводы.** 1. Процесс переноса металла через дугу при сварке с короткими замыканиями и импульсной подаче электродной проволоки может быть описан как состоящий из трех стадий: стадия I — горение дуги в межэлектродном пространстве при нулевом значении скорости подачи электродной проволоки; стадия II — перемещение капли, сформированной на первой стадии, в сварочную ванну до короткого замыкания междугового промежутка и стадия III — перетекание расплавленного электродного металла в сварочную ванну за время короткого замыкания межэлектродного промежутка.

2. Разработанная физико-математическая модель, позволяющая рассчитать длительность стадий процесса, подтверждена экспериментально и положена в основу системы управления приводом импульсной дозированной подачи сварочной проволоки при сварке в углекислом газе.

3. Для разработки промышленной технологии сварки программой дальнейших работ предусмотрено проведение исследований по влиянию импульсной дозированной подачи электродной проволоки на производительность сварочного процесса, структуру и механические свойства сварных соединений.

### Список литературы

- [1] Ланкин, Ю. Н. Автоматическое управление процессом сварки плавящимся электродом в  $\text{CO}_2$  с периодическими замыканиями дугового промежутка (Обзор) / Ю. Н. Ланкин // Автоматическая сварка. 2007. № 1. С. 3–10.
- [2] Лебедев, В. А. Технологические характеристики автоматической наплавки под флюсом с высокочастотными колебаниями электрода / В. А. Лебедев, С. В. Драган, Ж. Г. Голобородько и др. // Автоматическая сварка. 2014. № 8. С. 35–38.
- [3] Морозов, В. П. Анализ условий формирования измельченной структуры при кристаллизации металла сварочной ванны с наложением внешних периодических возмущений / В. П. Морозов // Известия Высших Учебных Заведений. Машиностроение. 2006, № 8. С. 41–54.
- [4] Потапьевский, А. Г. Сварка сталей в защитных газах плавящимся электродом. Техника и технология будущего: монография / А. Г. Потапьевский, Ю. Н. Сараев, Д. А. Чинахов. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. 208 с.
- [5] Гулаков, С. В. Исследование причин разбрызгивания металла при сварке в среде  $\text{CO}_2$  / С. В. Гулаков, В. В. Бурлака, О. В. Харланов // Вісник Донбаської машинобудівної академії. 2014. № 1 (32). С. 188–192.
- [6] Лебедев, В. К. Тенденции развития источников питания и систем управления (по материалам патентов США) / В. К. Лебедев // Автоматическая сварка. 2004. № 1. С. 40–48.
- [7] Lebedev, V. A. Automatic submerged-arc welding with pulsed electrode wire feed using a stepping motor / V. A. Lebedev, S. V. Dragan, K. K. Trunin // Welding International. 2017. Vol. 31. No 2. Pp. 145–150. DOI: 10.1080/09507116.2016.1223917.
- [8] Лебедев, В. А. Современное механизированное оборудование для сварки и наплавки и его технико-технологические возможности / В. А. Лебедев, С. Ю. Максимов. К.: Основа. 2012. 392 с.
- [9] Солодский, С. А. Разработка автоматизированной системы для сварки в  $\text{CO}_2$  с импульсной подачей проволоки и модуляцией сварочного тока / С. А. Солодский. Автореф. канд. дисс. Челябинск: 2010. 20 с.
- [10] Tewari, S. P. Effects of Oscillation on Impact Property of Weldments / S. P. Tewari // ISIJ International. 1999. Vol. 39 (8). Pp. 809–812. DOI: 10.2355/isijinternational.39.809.
- [11] Abu-Aesh, M. Welding of fully — Austenitic stainless steel using pcgtaw process; Part I: Bead structure / M. Abu-Aesh, M. Taha, A. El-Sabbagh, L. Dorn // Journal of Manufacturing Processes. 2019, Volume 38. Pp. 21–29. DOI: 10.1016/j.jmapro.2018.12.037.
- [12] Морозов, В. П. Роль выделения скрытого тепла в управлении структурообразованием процесса кристаллизации металла расплавленной ванны при сварке / В. П. Морозов // Инженерное образование (Электронный журнал). 2011, № 11.
- [13] Гецкин, О. Б. Моделирование процесса переноса электродного металла при сварке с короткими замыканиями / О. Б. Гецкин, В. А. Ерофеев, С. И. Полосков // Автоматическая сварка. 2009, № 2. С. 16–21.
- [14] Лебедев, В. А. Способы управления подачей электродной проволоки при дуговой механизированной сварке и наплавке / В. А. Лебедев, Г. В. Жук, С. В. Драган // ЗНП НУК. 2017, № 4. С. 43–52.
- [15] Zhao, Y. Effect of pulsing parameters on drop transfer dynamics and heat transfer behavior in pulsed gas metal arc welding / Y. Zhao, P.-S. Lee, H. Chung // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019, Volume 129. Pp. 1110–1122. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.037.

- [16] **Paton, V. E.** Self-regulation of the arc in consumable electrode welding / V. E. Paton, S. Y. Maksimov, V. S. Sidoruk, Y. N. Saraev // *Welding International*. 2015. Vol. 29. No. 12. Pp. 956–962. DOI: 10.1080/09507116.2015.1012381.
- [17] **Ленивкин, В. А.** Технологические свойства сварочной дуги в защитных газах / В. А. Ленивкин, Н. Г. Дюргеров, Х. Н. Сагиров. М.: Машиностроение, 1989. 264 с.
- [18] **Гецкин, О. Б.** Физико – математическая модель системы «источник питания — дуга» для сварки плавящимся электродом в защитных газах / О. Б. Гецкин, С. И. Полосков, В. А. Ерофеев, О. П. Витько // *Тяжелое машиностроение*. 2008, № 6. С. 18–20.
- [19] **Рыкалин, Н. Н.** Расчёты тепловых процессов при сварке / Н. Н. Рыкалин. М.: Государственное Научно — Техническое Издательство Машиностроительной Литературы. 1951. 190 с.
- [20] **Заруба, И. И.** Природа коротких замыканий дуги при сварке в углекислом газе / И. И. Заруба // *Автоматическая сварка*. 1973, № 5. С. 14–17.
- [21] **Лесков, Г. И.** Электрическая сварочная дуга / Г. И. Лесков. М.: Машиностроение, 1970. 335 с.

---

© Колектив авторів

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук *С. Ю. Максимов*



**Volodymyr  
O. Lebedev**  
В. О. Лебедєв



**Tetiana  
G. Solomiichuk**  
Т. Г. Соломійчук,



**Sergii  
V. Novykov**  
С. В. Новиков

УДК 620.182.22:620.183.256.2

## **THE INFLUENCE OF WELD POOL HARMONIC OSCILLATIONS BY FREQUENCY UP TO 4,5 HZ ONTO THE METAL STRUCTURE FORMATION OF WELD BEAD AND HEAT AFFECTED ZONE**

**ВПЛИВ ГАРМОНІЙНИХ КОЛИВАНЬ ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ВАННИ ЧАСТОТОЮ ДО 4,5 ГЦ НА ФОРМУВАННЯ МЕТАЛЕВОЇ СТРУКТУРИ НАПЛАВЛЕНИХ ВАЛИКІВ ТА ЗОНИ ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.17

**Volodymyr O. Lebedev** В. О. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.  
lebedevvladimir@ukr.net  
ORC ID: 0000-0002-0006-3576

**Tetiana G. Solomiichuk** Т. Г. Соломійчук, наук. співроб.  
office22@ukr.net  
ORC ID: —

**Sergii V. Novykov** С. В. Новиков, провідний інженер  
novykov76@ukr.net  
ORC ID: 0000-0002-8295-0987

*E. O. Paton Electric Welding Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv*  
*Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона Національної Академії наук України, м. Київ*

**Abstract.** A comparative metallographic analysis of the welded metal and heat affected zone of weld beads that obtained with application of the weld pool transverse harmonic oscillations with amplitudes of 0.5 and 4 mm and a frequency range from 0 to 4.5 Hz is given. The character of the structure formation in the cross section of each welded bead in the center, in the root part and at the fusion line is described. The main structural components of the welded metal are various forms of ferrite and perlite. The significant differences in the structure of the welded metal samples which obtained by surfacing process at an amplitude of 4 mm is shown. Corresponding illustrations are given.

**Keywords:** weld bead; acicular ferrite; amplitude; frequency; microstructure; crystallite.

**Анотація.** Наведено порівняльний металографічний аналіз наплавленого металу та металу зони термічного впливу валиків, отриманих наплавленням в умовах поперечних гармонійних коливань зварювальної ванни у частотному діапазоні від 0 до 4,5 Гц та з амплітудами 0,5 та 4 мм. Описано характер структурного формування кожного валика у центрі, біля лінії сплавлення та корні шва поперечного перетину. Основними структурними компонентами наплавленого металу є різні форми фериту та перліт. Найбільш суттєві відмінності у структурі наплавленого металу зразків спостерігаються при коливаннях з амплітудою 4 мм. Наведено відповідні ілюстрації.

**Ключові слова:** наплавлений валик; голчастий ферит; амплітуда; частота; мікроструктура; кристаліт.

**Аннотация.** Приведен сравнительный металлографический анализ наплавленного металла и металла зоны термического влияния валиков, полученных наплавкой в условиях поперечных гармонических колебаний сварочной ванны в частотном диапазоне от 0 до 4,5 Гц и с амплитудами 0,5 и 4 мм. Описан характер структурного формирования каждого валика в центре, возле линии сплавления и корне шва поперечного сечения. Основными структурными компонентами наплавленного металла являются различные формы феррита и перлита. Наиболее существенные различия в структуре наплавленного металла образцов наблюдаются при колебаниях с амплитудой 4 мм. Приведены соответствующие иллюстрации.

**Ключевые слова:** наплавленный валик; игольчатый феррит; амплитуда; частота; микроструктура; кристаллит.

**References**

- [1] Saraev, Y. N., Bezborodov, V. P., Durakov, V. G., & Dampilon, B. V. (2012). Modifitsirovanie struktury kompozitsiy s zashchitnymi pokrytiyami putem legirovaniya i vysokoenergeticheskogo vozdeystviya [Modifying the structure of tracks with protective coatings by alloying and high-impact]. *Svarochnoe proizvodstvo*, 12, 10–13.
- [2] Saraev, Y. N., Bezborodov, V. P., Grigorieva, A. A., Lebedev, V. A., Maksimov, S. Y., & Golikov, N. I. (2015). Upravlenie strukturoy i svoystvami svarnykh soedineniy tekhnicheskikh sistem otvetstvennogo naznacheniya metodami adaptivnoy impul'sno – dugovoy svarki [Management structure and properties of welded joints of technical systems of responsible assignment methods of adaptive pulse-arc welding]. *Voprosy materialovedeniya*, 1, 127–132.
- [3] Ryzhov, R. N. (2007). Vliyanie impul'snykh elektromagnitnykh vozdeystviy na formirovanie i kristallizatsiyu shvov [Effect of pulsed electromagnetic effects on the formation and crystallization of joints]. *Avtomaticheskaya svarka*, 2, 56–58.
- [4] Grabin, V. F., & Denisenko, A. V. (1978). *Metallovedenie svarki nizko- i srednelegirovannyh staley* [Metals science of low- and medium-alloy steels]. Kiev: Naukova Dumka [in Russian].

**Problem statement.** The increase of welding constructions technological strength is always being the actual problem. Nowadays, the more simplest and cheapest method of technological strength increase is mechanical low-frequency acting over weld pool melt or welding tool.

**Latest research and publications analysis.** However, methods are used that based on application of pulse welding processes managed by given algorithms [1], welding pulse-arc adaptive methods [2], methods of periodic influence on the weld pool melt by magnetic fields [3].

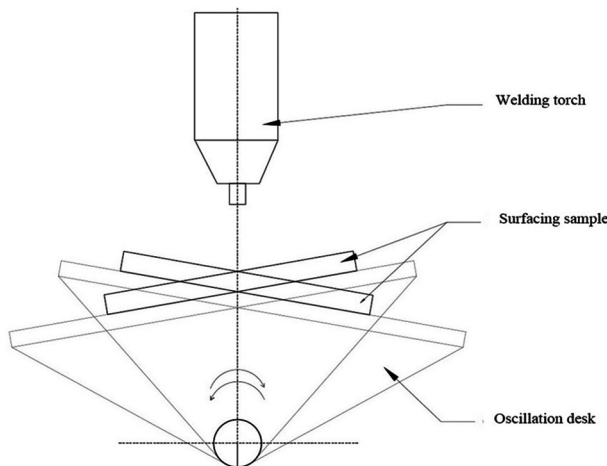
These technologies effectiveness is due to the use of frequencies above 5 Hz. The effect of the frequency range below 5 Hz with mechanical oscillations has not been studied enough.

**THE ARTICLE AIM** is detecting of influence character of mechanical low-frequency periodic influence on weld metal structure were carried out metallographic researches of surfacing samples are obtained at frequencies up to 4,5 Hz by technological mode:  $I = 215 \text{ A}$ ;  $U = 26 \text{ V}$ ;  $V = 36 \text{ m/h}$ .

**Basic material.** The weld pool oscillation character is shown by Fig. 1, herewith, under amplitude have to understand there the length of site of circumference on which the it is welding torch maximum bias from vertical axle. The angle value of deviation from vertical is not more than 10°. A surfacing samples are low-carbon steel plates with thickness of 8 mm. The surfacing process is acted by weld wire named ER70S-6 with diameter 1,2 mm. As gas used in the experiments was technical  $\text{CO}_2$  — 99,5 %, gas flow rate of 9...12 l/min. The weld pool oscillations are carried through by a programming stepper motor. The amplitude-frequency modes of surfacing processes of samples are shown in table 1. Welded samples has had polished to 14 class of clean and then were etching in 4 % alcohol solution of nitric acid for a 10 sec. before microstructure researches. A research of structure of welded metal was carried out by microscope NEOPHOT – 32 and digital camera OLYMPUS.

The researches of cross-sections of weld beads have been carried out by scheme is shown on Fig. 2.

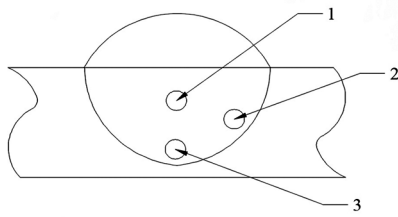
Researches of welded metal showed a formation of structure with classical crystallites orientation — crystallites are growing perpendicular to the divide



**Fig. 1.** Scheme of weld pool harmonic oscillations

**Table 1.** The values of amplitude-frequency characteristics at which specimens were obtained

Specimen number	Frequency, Hz	Amplitude, mm
1	Without oscillations	
2	2,5	0,5
3	3	
4	4	
5	4,5	
6	3,7	4
7	3,8	
8	3,9	
9	4	



**Fig. 2.** The scheme of measure:

1 — center of bead; 2 — near fusion line; 3 — in a root part

plane of the weld pool metal and the base metal. The enlargement of crystallites occurs more intense with a distance increase from fusion area of the weld pool metal and the base metal [4]. The metal structure of all welded samples is the same and consists from different ferrite modifications (polygonal, polyhedral, acicular) and perlite. The polygonal ferrite is observed like a thin elongate phases located along of the cast crystallites borders. Polyhedral ferrite is observed like clusters of an equiaxial ferrite grains.

The acicular ferrite is observed in bodies of cast crystallites and looks like plates with so-called “basket weave”. The perlite is observed like dispersed phases located along of the ferrite grains borders. The described structure is more typical for the samples 3–5 (Fig. 3). The character feature of the primary structure of samples 1–3 is a dominance of the cellular cast structure in the root part of welded beads. The cells have some elongate form. The ferrite–perlite structure is observed in a base metal of all samples.

The mixture of lower and upper bainite with dominance of the first one is observed as in the large grain region (LGR) and as small grain region (SLR) of (HAZ) of samples 1–5.

The basic structural components of a metal of welded bead of sample 1 are small-acicular ferrite, narrow streaks of polygonal ferrite and a small areas of polyhedral ferrite (Fig. 4).

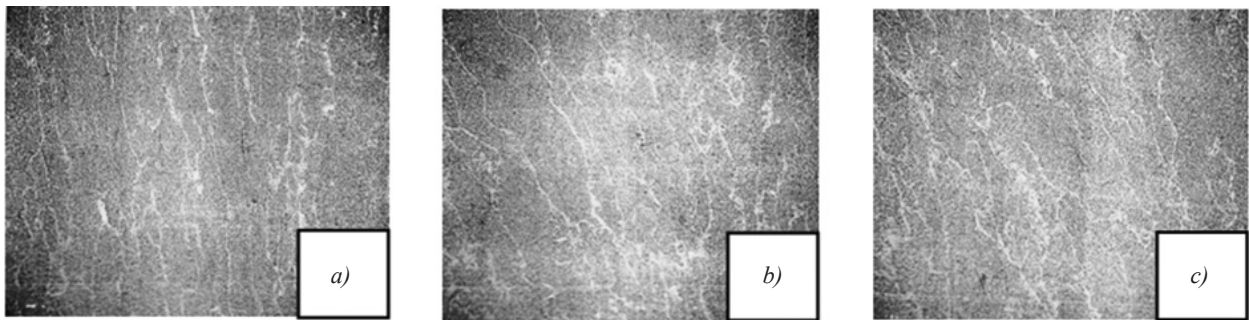
The characteristic feature of microstructure sample 2 is the exist thinner areas of polygonal ferrite and small areas polyhedral ferrite as well, by compared other samples (Fig. 5).

The characteristic features microstructure of sample 6 are observably more widely areas of polygonal ferrite located along borders of cast crystallites, greatly enlarged plates of acicular ferrite as well. The HAZ-microstructure besides basic ferrite–pearlite structure contains small bainite areas near fusion line (Fig. 6).

The characteristic feature of microstructure sample 7 is an enlarged size of plates of acicular ferrite (Fig. 7). The HAZ-microstructure composition of samples 6–9 is a mixture of bainite, ferrite, perlite.

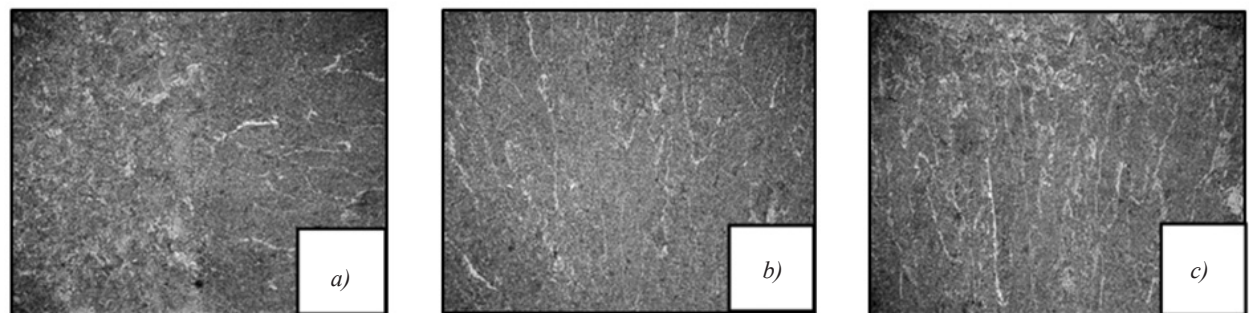
The welded metal crystallization of sample 8 has predominantly a cellular structure with the selection of polygonal ferrite phases, as well. A cellular character of crystallization is more inherent for root part. Besides, microstructure crystals are less elongated to direction of temperature gradient to compared other samples (Fig. 8).

The microstructure of sample 9 has a plates of acicular ferrite are some large compared other samples and it is observed more emphasizing of polyhedral and polygonal ferrite compared with sample 1 as well (Fig. 9).



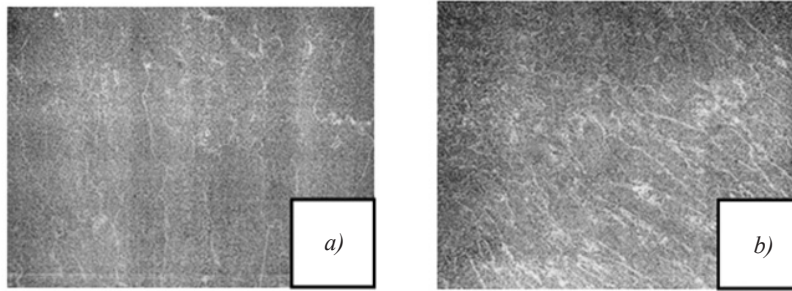
**Fig. 3.** Microstructure of sample 3, ×200:

a — center of bead; b — near fusion line; c — root part

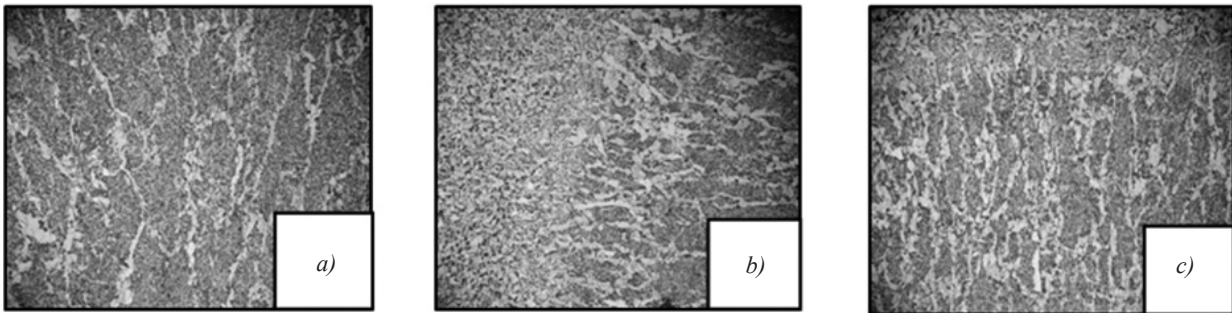


**Fig. 4.** Microstructure of sample 1, ×200:

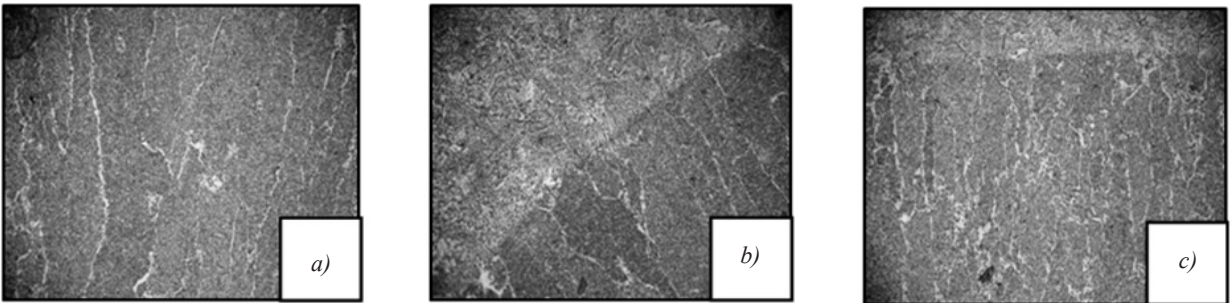
a — center of bead; b — near fusion line; c — root part



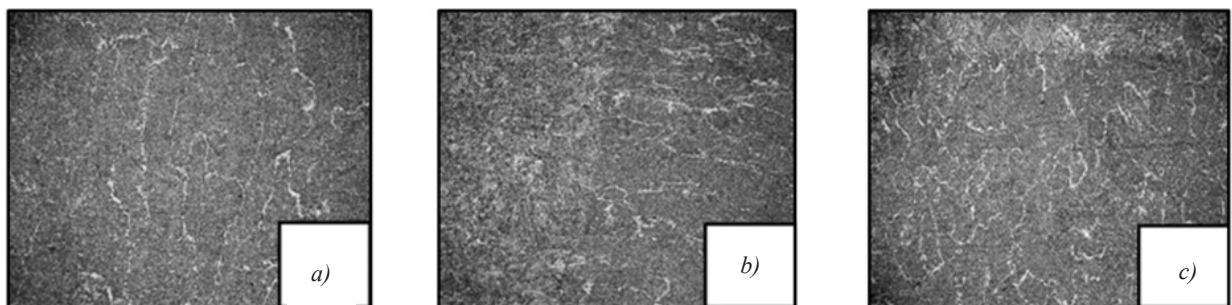
**Fig. 5.** Microstructure of sample 2,  $\times 200$ :  
*a* — center of bead; *b* — near fusion line



**Fig. 6.** Microstructure of sample 6,  $\times 200$ :  
*a* — center of bead; *b* — near fusion line; *c* — root part



**Fig. 7.** Microstructure of sample 7,  $\times 200$ :  
*a* — center of bead; *b* — near fusion line; *c* — root part



**Fig. 8.** Microstructure of sample 8,  $\times 200$ :  
*a* — center of bead; *b* — near fusion line; *c* — root part



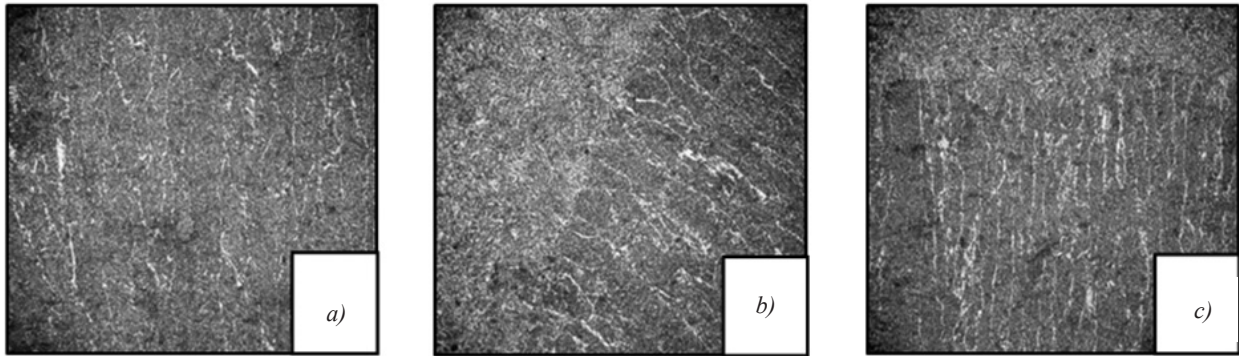


Fig. 9. Microstructure of sample 9,  $\times 200$ :

a) center of bead; b) near fusion line; c) root part

**CONCLUSIONS.** The crystallites classical orientation is observed in all the samples, i.e. the crystals grow perpendicular to the separation plane of the weld pool metal and the base metal. Also, in all samples is observed the crystallites enlarged as the distance from the fusion zone increases. The weld metal of samples 2–5 which obtained at an amplitude of 0.5 mm and a frequency range from 0 to 4 Hz, has almost no structural differences from sample 1 which obtained

without oscillations. In the weld metal of samples 6–9, i.e. obtained at an amplitude of 4 mm, is observed the proportion of polygonal and acicular ferrite increases and somewhat less than polyhedral ferrite with an increase in the oscillation frequency of the weld pool. If the HAZ-microstructure is a mixture of lower and upper bainite at an amplitude of 0,5 mm, then this structure is ferrite-perlite at an amplitude of 4 mm.

### Список літератури

- [1] Сараев, Ю. Н., Безбородов, В. П., Дураков, В. Г., & Дампильон, Б. В. (2012). Модифицирование структуры композиций с защитными покрытиями путём легирования и высокоэнергетического воздействия. *Сварочное производство*, 12, 10–13.
- [2] Сараев, Ю. Н., Безбородов, В. П., Григорьева, А. А., Лебедев, В. А., Максимов, С. Ю., & Голиков, Н. И. (2015). Управление структурой и свойствами сварных соединений технических систем ответственного назначения методами адаптивной импульсно-дуговой сварки. *Вопросы материаловедения*, 1, 127–132.
- [3] Рыжов, Р. Н. (2007). Влияние импульсных электромагнитных воздействий на формирование и кристаллизацию швов. *Автоматическая сварка*, 2, 56–58.
- [4] Грабин, В. Ф., & Денисенко, А. В. (1978). *Металловедение сварки низко- и среднелегированных сталей*. Киев: Наукова думка.

© В. О. Лебедев, Т. Г. Соломійчук, С. В. Новиков

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. Ф. Квасницький

УДК 66.022.3

**THE INCREASING OF THE THERMAL STABILITY OF THE CRUSHED SUBSTRUCTURE OF STEELS****ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІЧНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ЗДРІБНЕНОЇ ПОЛІГОНІЗАЦІЙНОЇ СУБСТРУКТУРИ СТАЛЕЙ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.18

Aleksandr M. Dubovoy О. М. Дубовий, д-р техн. наук, проф.<sup>1</sup>

oleksandr.dubovyj@nuos.edu.ua

ORC ID: 0000-0002-2843-1879

Tetiana O. Makruha

Т. О. Макруха, провідний фахівець<sup>1</sup>

tmakruha@gmail.com

ORC ID: 0000-0001-8841-1699

Oleksandr V. Chechel

О. В. Чечель, канд. техн. наук, наук. співроб.<sup>2</sup>

achechel@trestmag.kiev.ua

ORC ID: 0000-0002-0175-714X

<sup>1</sup>Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv<sup>2</sup>Frantsevich Institute for Problems of Materials Science of NAS of Ukraine, Kyiv<sup>1</sup>Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв<sup>2</sup>Інститут проблем матеріалознавства ім. І. М. Францевича НАНУ, м. Київ

**Abstract.** The influence of the combined deformation on the thermal stability of the polygonization substructure of the technically clean iron and steels are shown in the article. So, the purpose of the work is the increasing of the thermal stability of the polygonization substructure by combined deformation of iron, steel 20, 45, У8, 12Х13 and 40Х. The possibility of the increasing hardness on the maximum indexes are investigated and installed the optimum magnitude and species of the deformation and modes, namely temperature and time of the exposure, of the heat treatment. The possibility of the thermal stability of the polygonization substructure during pre-recrystallization heat treatment of the Fe and carbon and alloyed steels by using combined deformation is established. The decreasing of the sizes of the regions of the coherent scattering of the values of the physical and mechanical properties, such as hardness, is proved. Indexes of the quantities of nanoscale substructure elements and angle of orientation of the subgrains are calculated by methods of the harmonic analysis. The combined deformation allows the using this method for machine parts and appliances. It was shown that pre-crystallization thermal treatment allows to form a substructure with nanosized elements of size 80 nm (steel 45) in a combination of deformed steels, and their quantity can reach 75 % of the total number of structural components with a maximum angle of divergence of subgrains 2.16° (technically pure iron).

**Keywords:** combined deformation; problem of Material Science; subgrains; nanostructure materials.

**Анотація.** Розглянуто вплив комбінованої деформації на термічну стабільність технічно чистого заліза, сталей 20, 45, У8, 12Х13 та 40Х шляхом комбінування різновидів та величин деформацій. Метою роботи є підвищення термічної стабільності полігонізаційної субструктури технічно чистого заліза, сталей 20, 45, У8, 40Х та 12Х13 шляхом комбінованої деформації. Експериментально досліджено вплив розміру областей когерентного розсіювання, кількості наноструктурних елементів та кута дезорієнтації субзерен на фізико-механічні властивості, а саме твердості заліза та сталей. Установлена можливість термічної стабільності полігонізаційної субструктури в процесі передрекристалізаційної термічної обробки після попередньої комбінованої деформації, а саме поєднання динамічної деформації на 30 % та статичної деформації на 30 % з наступною передрекристалізаційною термічною обробкою за температури 500 °С. Досліджено розміри областей когерентного дослідження та встановлено, що найменші розміри спостерігаються при передрекристалізаційній термічній обробці, яка забезпечує максимум твердості. Показано, що передрекристалізаційна термічна обробка дозволяє формувати в комбіновано деформованих сталях субструктуру з нанорозмірними елементами величиною 80 нм (сталь 45), а кількість їх може досягати 75 % від загальної кількості структурних складових з максимальним кутом дезорієнтації субзерен 2,16° (технічно чисте залізо).

**Ключові слова:** комбінована деформація; проблеми матеріалознавства; субзерна; наноструктурні матеріали.

**Аннотация.** Рассмотрено влияние комбинированной деформации на термическую стабильность технически чистого железа, сталей 20, 45, У8, 12Х13 и 40Х путем комбинирования разновидностей и величин деформаций. Целью работы является повышение термической стабильности полигонизационной субструктуры технически чистого железа, сталей 20, 45, У8, 40Х и 12Х13 путем комбинированной деформации. Экспериментально исследовано влияние размера областей когерентного рассеивания, количества наноструктурных элементов и угла разориентировки субзерен на физико-механические свойства, а именно твердость железа и сталей. Установлена возможность термической стабильности полигонизационной субструктуры в процессе предрекристаллизационной термической обработки после предыдущей комбинированной деформации, а именно сочетание динамической деформации на 30 % и статической деформации на 30 % с последующей предрекристаллизационной термической обработкой при температуре 500 °С. Исследованы размеры областей когерентного рассеивания и установлено, что наименьшие размеры наблюдаются при предрекристаллизационной термической обработке, которая обеспечивает максимум твердости. Показано, что предрекристаллизационная термическая обработка позволяет формировать в комбинированно деформированных сталях субструктуру с наноразмерными элементами величиной 80 нм (сталь 45), а количество их может достигать 75 % от общего количества структурных составляющих с максимальным углом разориентировки субзерен  $2,16^\circ$  (технически чистое железо).

**Ключевые слова:** комбинированная деформация; проблемы материаловедения; субзерна; наноструктурные материалы.

## References

- [1] Dubovyi O. M., Yankovec T. A., Lebedieva N. Yu., Kazymyrenko Yu. O., Zhdanov O. O., Bobrov M. M. *Sposib deformatsiino-termichnoi obrobky metaliv ta splaviv* [Method deformation and heat treatment of metals and alloys] Patent UA 95378 no. a 201120102248, 2011.
- [2] Dubovyi O. M., Yankovec T. A., Shkurat S. I., Zhdanov O. O. *Doslidzhennia mozhlyvostei pidvyshchennia fizyko-mekhanichnykh vlastyvostei napylenykh pokryttiv* [Research opportunities to improve the physical and mechanical properties of sprayed coatings] *Elektronnyi visnyk NUK [Electronic Bulletin of NUOS]* Mykolaiv, 2010.
- [3] Dubovyi O. M., Lebedieva N. Yu., Yankovec T. A. *Vplyv predrrekrystalizatsiynoyi termichnoyi obrobky na fizyko-mekhanichni vlastyvosti napylenykh pokryttiv ta deformovanykh metaliv ta splaviv* [Effect of pre-recrystallization heat treatment on physical and mechanical properties of sprayed coatings and deformed metals and alloys] *Metaloznavstvo ta obrobka metaliv [Metallurgy and metal processing]* 2010.- #3. pp. 7–10.
- [4] Valiev R. Z., Aleksandrov I. V. *Obemnye nanostrukturnye metallicheskie materialy: poluchenie, struktura i svoystva* [The volumetric nanostructured metallic materials: preparation, structure and properties]. M.: Akademkniga, 2007. 372 p.
- [5] Gorelik S. S., Dobatkin S. V., Kaputkina L. M., *Rekristalizatsiya metallov i splavov* [Recrystallization of metals and alloys]. M.: MISIS, 2005. 432 p.
- [6] Dubovii O. M., Makruha T. O., Lyu Shen. *Vplyv kombinovanogo deformuvannia na termichnu stabilnist poligonizachiinoi substruktutu zaliza, nikelu i stalei 20; 45* [Influence of the combined deformation on the thermal stability of the polygonization substructure of iron, nickel and steel 20; 45]. *Zb. nauk. prac. NUK [Collection of scientific publications of NUS]*, Mykolaiv, NUS Publ., 1. 2017. pp. 39–47.
- [7] Zhdanov O. O. *Zakonomirnosti vplyvu predrrekrystalizatsiinoi termichnoyi obrobky na fizyko-mekhanichni vlastyvosti deformovanykh stalei. Avtoreferat Diss.* [Patterns impact pre-recrystallization heat treatment on physical and mechanical properties of deformed steel]. Kherson, 2015. 24 p.
- [8] Almyasheva, O. V., Fedorov B. A., Smyrnov A. V., Gusarov V. V. *Razmer, morfologiya i struktura chastyts nanoporoshka dioksyda cyrkoniya, poluchennogo v gidrotermal'nykh usloviyax* [Size, morphology and structure of particles of zirconium dioxide nanopowders obtained in hydrothermal conditions]. *Nanosistemy: fizika, khimiya, matematika [Nanosystems: physics, chemistry, mathematics]*, 2010, tom 1, #1, pp 26–36.
- [9] Dolgusheva E. B., Trubiczie V. Yu. *Vliyanie razmera i formy svobodnykh nanochastits na lokalnye izmeneniya parametra reshetki i strukturnuyu stabilnost OCzK-Zr y Fe* [Nanoparticles on Local Changes in the Lattice Parameter and Structural Stability of Bcc-Zr and Fe]. *Fizika tverdogo tela [Physics of Solid State]*, 2010, Volume 52, no. 6. P. 1163–1171.
- [10] Marahova A., Zhilkina V., Blynskaya E., Alekseev K., Stanishevsky J. *Opredelenie razmerov nanochastits v kolloidnykh rastvorax metodom dinamicheskogo rasseyaniya sveta* [Determination of the sizes of nanoparticles in colloidal solutions by the method of dynamic light scattering]. *Nano Industriya [Nano Industry]*. 2016, No. 1/63. P. 88–93.
- [11] Zadoyan D. M., Azizbekyan L. A., Valyuzhenich M. K. *Opredelenie plotnosti izbytochnykh dislokatsiy po rentgenograficheskim ocenkam razmerov kristallicheskikh blokov i razorientirovki malougolnykh granic* [Determination of the density of redundant dislocations by X-ray estimates of the sizes of crystalline blocks and disorientation of the angular boundaries]. *Fizika tverdogo tela [Solid State Physics]*, 2003. P. 177–179.

**Problem statement.** The problem of modern machine building is increasing of the reliability and work life of machine parts and mechanisms. This requires constant improvement, the application of new materials. The operational characteristics of the machine parts as a whole, their work life are determined predominantly by the physical and mechanical properties of the metals and alloys from which they are made. For solving this problem, mainly steel and alloys with increased strength, in particular hardness, are used. The increase of physical and mechanical parameters is possible due to pre-recrystallization heat treatment, which ensures the formation of a crushed substructure and nanostructure inclusive [1–3]. Pre-recrystallization heat treatment provides increased hardness due to the formation of polygonal substructure. However, further heating or shutdown at a temperature close to the initial recrystallization threshold leads to the leveling of the resulting results due to the development of the processes of harvest polygonization and recrystallization. The dislocation boundaries of sub-lands, which are formed during polygonization, are mobile and at elevated temperatures easily move, while the size of sub-grains increases and, as a result, hardness, strength decreases. All this makes it impossible pre-recrystallization heat treatment of large parts (more than 10 mm).

**Latest research and publications analysis.** In recent years, considerable progress has been made in the creation of nanostructured materials. Particular attention is paid to the methods of intensive plastic deformation (IOP). This group of methods for obtaining materials is based on conducting large-scale plastic deformation (>90 %) under high applied pressure at relatively low temperatures [4, 5]. In such conditions of deformation there is a grinding of microstructural elements in metals and alloys to a nanoscale size. The methods of IOP allow to obtain impervious metallic nanostructured materials. However, the range of sizes of sub-grained nanomaterials, as a rule, is greater than 100 nm. The structure obtained in the IOP differs greatly in nonequilibrium due to the low density of free dislocations and, mainly, the high-angle nature of the boundaries of sub-grains [4, 5].

Since IOP methods are characterized by high cost, labor-intensiveness and complexity of equipment, and are suitable only for details of a small section (up to 10 mm), one of the ways of solving this problem may be the use of pre-recrystallization thermal treatment of materials. It provides the opportunity to form a polygonal substructure [4]. As established in [1, 5], pre-recrystallization thermal treatment of statically deformed specimens by 75 % from Y8 steel and technically pure iron at a temperature that corresponds to the temperature threshold of recrystallization leads to an increase in hardness by 20 and 30 %, respectively, due to the formation of a crushed polygonization substructure, the maximum value of which is observed at a 2 minute lengthening time. Hardness decreases with increasing the aging time or when the temperature rises due to the increase in the size of the sub-grains, which indicates the instability of the substructure at elevated temperature, [6] has established

the possibility of thermal stabilization of the polygonal substructure in the process of pre-recrystallization thermal treatment of technically pure iron and nickel for 20...70 and 10...60 minutes respectively, which consists of conducting a cold dynamic deformation of 30 % and a subsequent static deformation of 30% and pre-recrystallization heat treatment. It was found that increasing the thermal stability of the polygonal substructure of steels 20 and 45 is possible by combining dynamic and static deformations in total by 60 % and by subsequent pre-recrystallization thermal treatment, respectively, within 10...60 min and 5...60 minutes, while the hardness decreases somewhat, but remains higher compared with the state after deformation by 14 and 27 % respectively.

**Separation of previously unsolved parts of the general problem.** However, the influence of the magnitude and varieties of combined deformation on the thermal stability of the polygonal substructure is not yet sufficiently studied.

**THE ARTICLE AIM** — increasing of the thermal stability of the polygonization substructure of technically pure iron, steels 20, 45, Y8, 40X and 12X13 by the combined deformation.

**Methods, object and subject of research.** Since iron is the base of steels and castings, which today make up about 90 % of all structural materials used in technology and everyday life, then in the further research used technically pure iron grades E12 (GOST 3836–83); steels 20, 45 (GOST 1050–88); steel Y8 (GOST 1435–99); steel 40X (GOST 2591–2006) and steel 12X13 (GOST 2590–2006).

Annealed at 800 °C for 1 hour of iron samples of 6×6×8 mm were subjected to cold dynamic deformation by impact cyclic action to a given deformation value. Static deformation was carried out using a hydraulic press Losen Housen WLRK (Dusseldorf, 35 t) with a load of 20 t. Cold rolled was carried out in a laboratory horizontal position. Thermal treatment of samples was carried out in a laboratory electric oven ЧОЛ-1.6.2.0.08/9-M1. Hardness HV<sub>5</sub> was determined on a Vickers type device with a load of 5 kg indenter (DSTU ISO 6507-4: 2008), 10 measurements were made for each experimental point. The analysis of the structure of deformed and heat-treated specimens was carried out using an Optical Metallographic Microscope using the Delta Optical HDCE-20C Digital Camera equipped with the Scopeimage 9.0 image processing software and the scanning electron microscope ZEISS Gemini SEM 500. The size of the coherent X-ray scattering regions) were determined by the Sherrer formula and the method of harmonic analysis of the diffraction profile. The shooting of the diffractograms was carried out according to the reflection on the ДРОН-3.0 device.

**The object of the research** are technically pure iron (E12), carbon (20, 45, U8) and alloy (40X, 12X13) steel.

**The subject of the research** of the research are the regularities of the process of formation of a crushed po-

lygonal substructure with increased physical and mechanical properties and its thermal stabilization in plastic-deformed, technically pure iron and steels as a result of pre-crystallization thermal treatment.

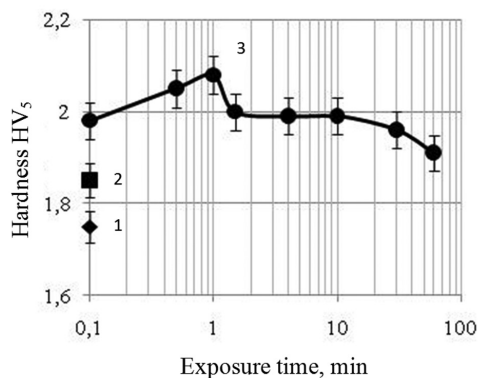
**Basic material.** For annealed samples of technically pure iron, cold rolling was performed at 40 %, after which the sample was subjected to a static deformation of 40 %. Subsequently, the samples were subjected to pre-recrystallization heat treatment at a temperature of 500 °C with an endurance of up to 60 minutes. The results of the influence of pre-crystallization thermal treatment on hardness are shown in Fig. 1.

From Fig. 1 it can be seen that the dependence of hardness on the duration of pre-recrystallization heat treatment is extreme. The highest value of hardness of 2.08 GPa is observed at an endurance of 1 min, which is 19 % more than after rolling; and by 12 percent more than after a combination of rolling and static deformation.

Stabilization of the substructure, judging by the hardness, occurs in the interval between 1.5 and 10 minutes, then the hardness decreases. At 60 minutes of exposure, it is 1.91 GPa and approaches the value that corresponds to the hardness value after the combined deformation. Thus, there is no significant stabilization of the substructure.

To determine the possibility of combining rolling and static deformation, an experiment with a total deformation value of 60 % was conducted, namely, samples of technically pure iron deformed by 30 % in the rolling mill, and then by another 30 % in the hydraulic press. For deformed samples, pre-crystallization heat treatment was performed at a temperature of 500 °C, the results of the study are shown in Fig. 2.

From Fig. 2 it can be seen that the dependence of hardness on the duration of pre-crystallization heat treatment is also extreme. The highest hardness of 1.85 GPa is observed at an endurance of 1 minute, which is 48 % more than after rolling; and by 12 percent more than after a combination of rolling and static deformation.



**Fig. 1.** The effect of combined deformation (rolling on 40 % + static deformation by 40 %) and the following pre-crystallization thermal treatment on the hardness of technically pure iron: 1 — hardness after rolling; 2 — hardness after rolling and subsequent static deformation; 3 — hardness after combined deformation and subsequent heat treatment

Stabilization of the substructure occurs in the interval between 7 and 20 minutes, the hardness at this is 1.71 GPa, which is only 4 % more than after combined deformation in total by 60 %.

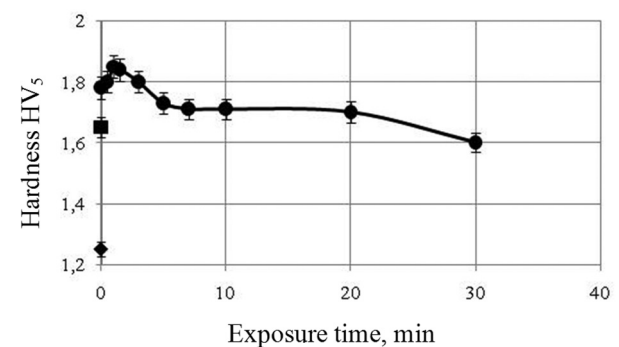
Next, the possibility of combining dynamic deformation with the following static deformation was checked after changing the direction to a 90° angle: for annealed samples of technically pure iron, dynamic deformation was performed with a shock cyclic action of 40 %, after which the sample was reversed by 90° and subjected to a static deformation of 40 % with hydraulic press. Thus the total value of the deformation was 80 %. Subsequently, pre-crystallization heat treatment was carried out at a temperature of 500 °C with a shutter speed of 60 minutes. The results of the influence of pre-recrystallization thermal treatment on hardness are shown in Fig. 3.

Fig. 3 shows that the dependence of hardness on the duration of exposure in the pre-crystallization heat treatment is also extreme. At an endurance of 5 minutes, the highest hardness is observed 2.33 GPa, which is 25 % more than after rolling; and by 15 % more than after a combination of rolling and stiff deformation.

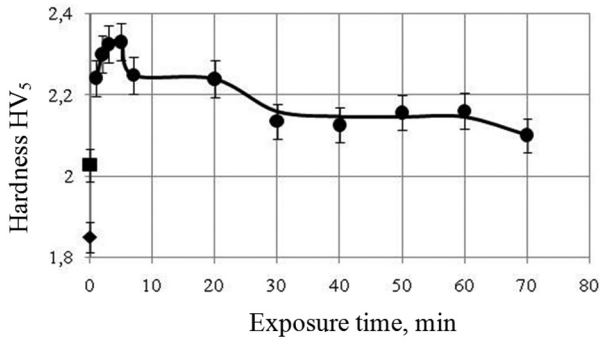
A characteristic feature of such processing is 2 sites with a stabilized structure: the first — from 7 to 20 minutes, the second — from 30 to 60 minutes. Combining in the range of 7 to 20 minutes makes sense, because the hardness increase relative to the total combined deformation is 11 %, in contrast to the endurance from 30 to 60 minutes, where the gain is only 6 %.

Combining dynamic deformation by 40 % and static deformation by 40 % at an angle of 90° is more promising due to greater hardness.

As a combination of dynamic deformation with a static angle 90° allows for greater hardness than combining with rolling, but complicated for implementation, therefore, in order to reduce the number of operations, it is decided to combine two static deformations at an angle of 90° relative to one another. Pre-crystallization heat treatment was carried out at a temperature of 500 °C with an exposure of 1 to 60 minutes. The results of the study are shown in Fig. 4.

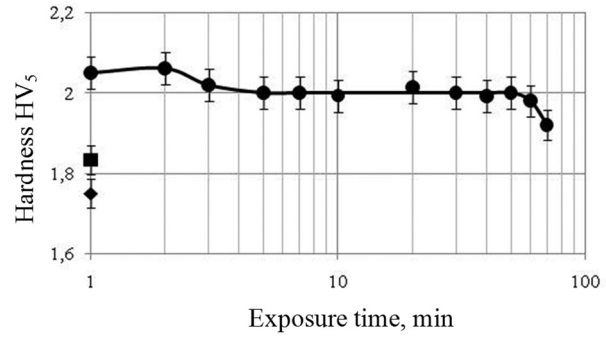


**Fig. 2.** The Effect of Combined Deformation (Rolled on 30 % + static deformation by 30 %) and the following pre-crystallization thermal treatment on the hardness of technically pure iron: 1 — hardness after rolling; 2 — hardness after rolling and subsequent static deformation; 3 — hardness after combined deformation and subsequent heat treatment



**Fig. 3.** Effect of combined deformation (dynamic deformation of 40 % + static deformation by 40 % at an angle of 90°) and subsequent pre-crystallization thermal treatment on the hardness of technically pure iron:

1 — hardness after dynamic deformation; 2 — hardness after dynamic and subsequent static deformation; 3 — hardness after combined deformation and subsequent heat treatment



**Fig. 4.** Effect of combined deformation (static deformation of 40 % + static deformation by 40 % at an angle of 90°) and subsequent pre-crystallization heat treatment on the hardness of technically pure iron:

1 — hardness after the 1st static deformation; 2 — hardness after two static deformations at an angle of 90°; 3 — hardness after combined deformation and subsequent heat treatment

Fig. 4 shows that stabilization of the polygonization substructure takes place from 5 to 60 minutes at a lengthening time, as evidenced by constant hardness of 2 GPa. The maximum hardness value of 2.1 GPa provides heat treatment with a shutter speed of 2 minutes, and the difference between the highest value and stabilization is only 5 %.

In general, combining two static deformations at an angle of 90° provides almost the same hardness as the combination of rolling and static deformation. The hardness after two static deformations at an angle of 90° to one more by 18 % relative to the first deformation and 12 % more than after the combined deformation. From which we can conclude that the greatest increase and the possibility of stabilizing the substructure gives a combination of dynamic and static deformations.

Combination of the cold dynamic with 40 % and static deformation also by 40 % of technically pure iron [6] showed that the stabilization of the substructure is observed in the range from 10 to 30 minutes.

Next, the possibility of combining the values of deformation was established: for this, the annealed specimens were subjected to a combined deformation: a cold dynamic deformation of 30 %, followed by a static deformation of 50 % (experiment 1) and, conversely, a cold dynamic deformation of 50 %, followed by a static deformation by 30 % (experiment 2). Hardness after Experiment 1 is 1.72 GPa, and after Experiment 2 — 1.68 GPa.

The pre-recrystallization heat treatment of the combined deformed samples was carried out at a temperature of 500 °C. Results are shown on Fig. 5.

From Fig. 5 it is evident that for both experiments an extreme character of the increase of hardness is observed, but with increasing time of aging the hardness gradually decreases, and after the endurance of 5...7 minutes acquires values that correspond to the deformed state.

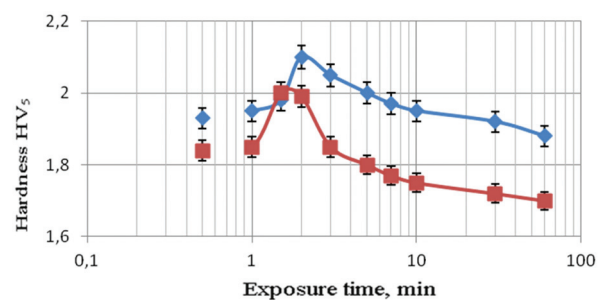
The combination of cold dynamic deformation of 30 % and static deformation by 30 % of technically pure iron [6] showed that after pre-crystallization heat treat-

ment, the polygonization substructure is stabilized, since the hardness remains at one level with an elongation of 20 to 60 minutes.

The determination of the effect of hot dynamic deformation at 880 °C on the stability of the polygonal substructure was carried out in the same manner as in [6] (dynamic deformation of 30 % and static deformation by 30 %). The maximum hardness of 2.22 GPa was reached at 10 minutes, after 60 minutes the hardness decreased to the initial values after the combined deformation is likely due to the process of dynamic polygonization.

A combination of warm dynamic deformation (300 °C) followed by cold static deformation of technically pure iron was studied. Hardness after warm dynamic strain was 1.95 GPa, after combined deformation — 2.04 GPa. After that, pre-recrystallization heat treatment was carried out at a duration of 10 minutes, which was chosen based on previous experiments. Hardness after heat treatment was 2.08 GPa, which is only 2 % more than hardness after combined deformation.

Therefore, in the following studies, the optimal type of deformation is the combination of cold dynamic 30 % and static 30 % deformation (60 % total) is chosen, since such combination provides high hardness indexes, allows to stabilize polygonization substructure of purely



**Fig. 5.** The effect of pre-recrystallization thermal treatment on the hardness of technically pure iron after combined deformation

pure iron, the method is simple in its execution. Then under the combined deformation we mean this method — combining dynamic deformation by 30 % and static deformation by 30 %.

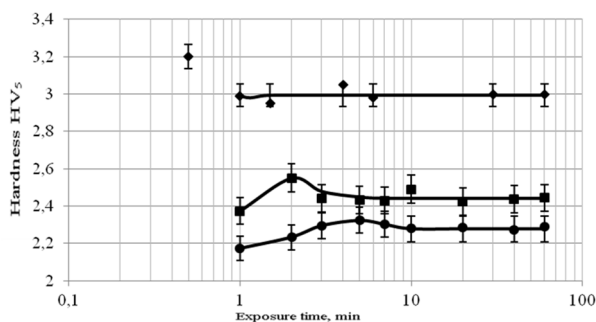
To determine the dependence of the amount of carbon on the hardness of the combined deformed alloys after pre-crystallization heat treatment, samples from carbon steels 20, 45 and steel Y8 with a total deformation value of 60 %.

The investigated carbon steel has a ferrite-perlite and perlite structure. This, as a rule, leads to the localization of deformation and the formation of an inhomogeneous structure. Therefore, to ensure a uniform distribution of carbides, steel was subjected to pre-heat treatment — annealing. The hardness of steel 20 after annealing at a temperature of 850 °C for 60 minutes is 1.45 GPa, steel 45 (810 °C) — 1.7 GPa, steel Y8 (750 °C) — 1.87 GPa. After combined deformation, the hardness of the samples was: in the steel 20 — 1.97 GPa, in the steel 45 — 2.24 GPa, in the steel Y8 — 2.57 GPa.

After the combined deformation, pre-crystallization heat treatment was carried out at a temperature of 500 °C with an endurance of up to 60 minutes to verify the possibility of stabilizing the polygonal substructure. The results of the effect of the duration of the pre-crystallization heat treatment endurance are shown in Fig. 6.

Fig. 6 shows that increasing the concentration of carbon contributes to increased hardness. The greater the carbon, the more so in the steel solid cementite, which causes the growth of hardness. The duration of exposure to obtain the highest hardness values is reduced. It is also evident that increasing the thermal stability of the polygonal substructure of steel 20, 45 and Y8 can be combined by dynamic and static deformation by a total of 60 % and the subsequent pre-crystallization heat treatment according to 10...60 minutes, 5...60 minutes and 1...60 minutes. Also, from Fig. 6 it is seen that, with increasing amount of carbon, the duration of exposure decreases, which provides the maximum value of hardness.

To determine the dependence of the influence of doping elements on the hardness of the combined deformed alloys after pre-recrystallization thermal treatment, steel 40X and 12X13 were investigated.



**Fig. 6.** The effect of combined deformation (cold dynamic deformation by 30 % + static deformation by 30 %) and subsequent pre-crystallization heat treatment:

1 — steel 20; 2 — steel 45; 3 — steel Y8

Alloy steel was subjected to preliminary annealing, hardness after which was: steel 40X — 1,86 GPa, steel 12X13 — 2,02 GPa.

The hardness after the combined deformation in total by 60 % was: steel 40X — 2,38 GPa, steel 12X13 — 2,47 GPa.

After the combined deformation, pre-recrystallization heat treatment was carried out at a temperature of 500 °C with an endurance of up to 60 minutes to verify the possibility of stabilizing the polygonal substructure. The results of the effect of the duration of the pre-crystallization heat treatment are shown in Fig. 7.

Fig. 7 shows that with the increase in the amount of chromium in steel — the hardness of combined deformed samples increases after pre-recrystallization heat treatment.

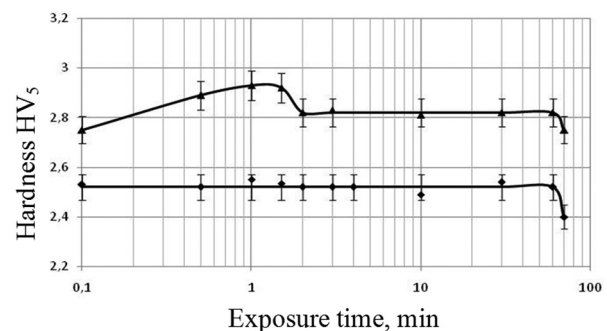
Thus, the combined deformation of the samples, which consists of the previous cold dynamic deformation and the subsequent static deformation, is likely to contribute to the formation of sub-regions with an increased angle of divergence. It is obvious that an additional static deformation increases the number of structural imperfections in the form of dislocation crossings.

It is known for example [5] that the movement of dislocations is prevented by the boundaries of sub-grains, particles of another phase, concentration heterogeneity, structural imperfections (dislocations), fluctuations in the lattice, associated with uneven distribution of energy and impurities.

Also, dislocations that were introduced during deformation are blocked by impurity atoms, so at the next load, these dislocations do not participate in sliding, they inhibit newly formed dislocations or parts of dislocations that are unlocked after deformation loading. Atoms of penetration in metals cause more tetragonal and lead to a sharp increase in strength.

Thus, the stabilization of the substructure of technically pure iron and steels is to reduce the mobility of the boundaries of sub-grains by creating triple nodes (crossings) of dislocations and inhibition of dislocations by admixing atoms, predominantly those dissolved by penetration (in technically pure iron — 0.009 % C).

As in the course of the study, a significant change in the physical and mechanical properties of metals and



**Fig. 7.** Effect of combined deformation (cold dynamic deformation by 30 % + static deformation by 30 %) and subsequent pre-crystallization heat treatment:

1 — steel 40X; 2 — steel 12X13

alloys [7], in particular hardness, was established, therefore the scientific interest is the change in the substructure, which led to changes in properties, namely the size of the coherent scattering regions, the number of nanostructured elements, and the angle of subregion orientation.

Since the CSR corresponds to the internal ordered grain region and does not include highly distorted boundaries, the size of the CSR is identified with the average grain size (sub-grains) [8].

Determination of the average size of coherent scattering regions of deformed, technically pure iron was carried out in three ways: according to Scherrer's formula, using the method of harmonic analysis of the shape of the diffraction profile and the method of electron microscopy (Table 1).

From the data presented in Table 1, it can be seen that the size of CSR after pre-recrystallization heat treatment at the appropriate time of exposure decreases in comparison with the deformed state of the metal. Also, the size of CSR correlates with the values of hardness: the more hardness, the smaller the size of the CSR. This indicates that an increase in the hardness values results from the pre-recrystallization heat treatment due to the crushing of the substructure of the pre-deformed metal and confirms the validity of the conclusions regarding the stabilization of the polygonal substructure with a change in hardness.

Determination of the average size of coherent dispersion of carbon steels 20, 45 were also conducted using the Sherrer formula.

From the data given in Table 2 it can be seen that in the heat treatment, which provides maximum hardness, the size of the CSR decreases to 119 nm.

Subsequently, the average sizes of sub-steel in steel 45 were determined. The results are given in Table 3.

The data in Table 3 indicate that the application of combined deformation, which consists of a dynamic 30 % and a static of 30 %, followed by pre-crystallization heat treatment at a temperature of 500 °C for 2 minutes, provides a subzero size of 80 nm.

The average size of the CSR for the steel Y8 was also determined by Scherrer's mold and by scanning electron microscopy. Fig. 8 shows the microstructure of the treated steel U8 with an increase of 20,000 times.

Figure 8 shows that there is a crushing of substructural elements after pre-recrystallization thermal treatment with respect to the deformed state, which confirms the definite dimensions of CSR by methods of X-ray diffraction analysis (Table 4), according to which their reduction after pre-crystallization thermal treatment relative to the deformed state occurs. This is a direct proof of the crushing of the substructure of plastically deformed steel Y8 in the process of pre-crystallization thermal treatment.

The results of the determination of the average size of CSR (subgrains) steel Y8 are given in Table 4.

These data indicate that combined deformation and pre-recrystallization thermal treatment, which provides

maximum hardness values, ensures crushing of substructural elements, in some cases, to nanoscale size.

These data indicate that combined deformation and pre-recrystallization thermal treatment, which provides maximum hardness values, ensures crushing of substructural elements, in some cases, to nanoscale size.

In the table 5 shows a change in the average size of the OCP alloy steel 40X after deformation and deformation and the pre-recrystallization heat treatment.

Data of the table 5 indicate that the combined deformation followed by pre-crystallization thermal treatment provides crushing of the substructure after pre-recrystallization thermal treatment relative to the deformed state.

In table 6 shows a change in the average size of CSP of steel 12X13 after deformation and deformation and pre-recrystallization heat treatment.

**Table 1.** Average size of CSR, combined deformed samples of technically pure iron before and after pre-recrystallization heat treatment

Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm
Combined deformation	1,65	190
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 10 min	2,22	125
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	2,12	175

**Table 2.** Average size of CSR, combined deformed samples of steel 20 before and after pre-recrystallization heat treatment

Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm
Combined deformation	1,97	145
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 5 min	2,32	120
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	2,28	190

**Table 3.** Average size of CSR, combined deformed samples of steel 45 before and after pre-recrystallization heat treatment

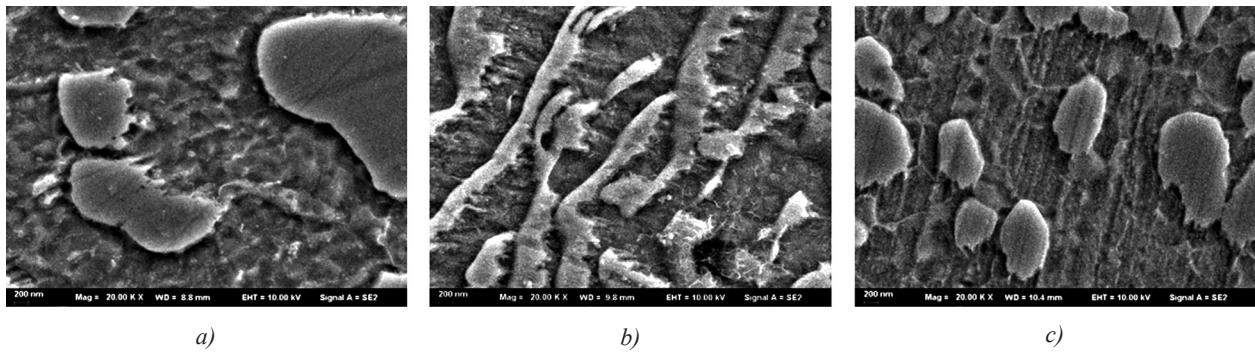
Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm
Combined deformation	2,24	110
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 2 min	2,55	80
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	2,44	180

**Table 4.** Average size of CSR, combined deformed samples of Y8 before and after pre-recrystallization heat treatment

Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm*
Combined deformation	2,57	130/190
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 2 min	3,20	115/150
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	3,00	130/160

\*The «/» indicates the size of the CSR, which is determined using the Scherrer formula and by scanning electron microscopy.





**Fig. 8.** Microstructure of steel Y8:

a) after combined deformation; b) after combined deformation and heat treatment, which provides maximum hardness values; c) after combined deformation and heat treatment, which ensures stabilization of the polygonal substructure

**Table 5.** Average size of CSR, combined deformed samples of steel 40X before and after pre-recrystallization heat treatment

Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm
Combined deformation	1,86	130
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 2 min	2,53	120
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	2,52	120

**Table 6.** Average size of CSR, combined deformed samples of steel 12X13 before and after pre-recrystallization heat treatment

Processing mode	Hardness, GPa	Size of CSR, nm
Combined deformation	2,02	120
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 2 min	3,00	100
Combined deformation and heat treatment: 500 °C, 60 min	2,83	110

Data of the table 6 indicate that the combined deformation followed by pre-crystallization heat treatment provides the size of the CSR 100 nm, since the Sherrer formula defines only the mean value of CSR, we can say that such treatment provides 12X13 steel of nanoscale size of the substructure.

Technically pure iron and steel deformed by the combined method are characterized by certain features of the structure, which differs significantly from the structure of these materials which were statically deformed, which is conditioned not by equilibrium conditions of their formation (high rate of deformation). The structure determines their operational properties, for it characterized by increased concentration of various defects, which leads to the formation of nanosized elements of the substructure. Properties of materials to a large extent depend on the relative number of nanostructured elements, therefore, the determination of the fraction of the nanostructural component allows a certain degree of prediction of the properties of materials [9, 10].

In the table 7 shows the relative number of nanostructured elements calculated by the method of approximation of the diffraction profile for deformed technically pure iron and steels before and after pre-recrystallization heat treatment.

The above data is shown in Table 7 indicate that the combined deformation and the subsequent pre-recrystallization thermal treatment providing maximum hardness values provide an increase in the number of nanoscale sub-grains of at least 18 % (steel 20), a maximum of 89 % (steel 12X13), which is associated with high content chrome in the composition.

The angles of divergence of the sub-grains and their dimensions can be interpreted on the basis of representa-

tions about the accumulation of linear defects in a cell in the form of dislocations. Thus, the angle of divergence of the sub-grains determines their thermal stability, the larger the angle, the higher the thermal stability.

In the table 8 shows the calculated angles of suborene deformation [11] for deformed technically pure iron and steels before and after pre-recrystallization heat treatment. The above data is shown in Table 8 indicate that the maximum size of the diverting angle provides combined deformation with a heat treatment that provides maximum hardness. At 60 minutes, the orientation angle decreases slightly relative to the maximum value, but remains larger than after deformation.

**DISCUSSION.** Thus, the combined deformation of the samples, which consists of the previous cold dynamic deformation and the subsequent static deformation, is likely to contribute to the formation of sub-regions with an increased angle of divergence. It is obvious that an additional static deformation increases the number of structural imperfections in the form of dislocation crossings.

It is known for example [5] that the movement of dislocations is prevented by the boundaries of sub-grains, particles of another phase, concentration heterogeneity, structural imperfections (dislocations), fluctuations in the lattice, associated with uneven distribution of energy and impurities.

Also, dislocations that were introduced during deformation are blocked by impurity atoms, so at the next load, these dislocations do not participate in sliding, they inhibit newly formed dislocations or parts of dislocations that are unlocked after deformation loading. Atoms of penetration in metals cause more tetragonal and lead to a sharp increase in strength.

Thus, the stabilization of the substructure of technically pure iron and steels is to reduce the mobility of the boundaries of sub-grains by creating triple nodes (crossings) of dislocations and inhibition of dislocations by admixing atoms, predominantly those dissolved by penetration (in technically pure iron — 0.009 % C).

**CONCLUSIONS.** 1. It was established that obtaining a thermally stable polygonal substructure for 60 minutes at a temperature of 500 °C provides a combination of cold dynamic deformation of 30 % and static deformation of 30 % followed by pre-crystallization thermal treatment for technically pure iron, steels 20, 45, U8, 40X and 12X13. The smallest OCP sizes (about 100 nm) are observed in pre-crystallization heat treatment, which provides maximum hardness, with an increase of 10 % on the substructure of OCP stabilization.

2. Combined deformation and subsequent pre-crystallization thermal treatment providing maximum hardness values provide an increase in the relative number of nanoscale sub-grains by at least 18 % (steel 20), a maximum of 89 % (steel 12X13) compared to the deformed state.

3. It was established that the maximum dimension of the angle of diorientation of sub-grains  $2,16^\circ$  was recorded after combined deformation with thermal treatment, which provides maximum hardness for technically pure iron. At 60 minutes, the orientation angle slightly decreases relative to the maximum value, but remains larger relative to the deformed state.

**Table 7.** Relative amount of nanosized sub-grains, %, in deformed technically pure iron and steels before and after pre-crystallization heat treatment

Processing	Fe	Steel 20	Steel 45	У8	40X	12X13
Combined deformation	54	17	15	28	37	18
Combined deformation and heat treatment, which provides maximum hardness	75	20	22	42	65	34
Combined deformation and heat treatment for 60 minutes	58	16	18	19	16	12

**Table 8.** Middle angle of divergence of sub-grains, degrees, in deformed technically pure iron and steels before and after pre-crystallization heat treatment

Processing	Fe	Steel 20	Steel 45	У8	40X	12X13
Combined deformation	1,4	0,04	0,04	0,14	0,05	0,08
Combined deformation and heat treatment, which provides maximum hardness	2,16	0,1	0,88	0,21	0,08	0,16
Combined deformation and heat treatment for 60 minutes	1,8	0,08	0,24	0,19	0,06	0,14

## Список літератури

- [1] Пат. 95378 Україна МПК (2009) C21D8/00, C22F 1/00. Спосіб деформаційно-термічної обробки металів та сплавів [Текст] / О. М. Дубовий, Т. А. Янковець, Н. Ю. Лебедева, Ю. О. Казмиренко, О. О. Жданов, М. М. Бобров ; заявник і патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. № а 201120102248, заявл. 01.03.2010 ; опубл. 25.07.2011, бюл. № 14. 6 с.
- [2] Дослідження можливостей підвищення фізико-механічних властивостей напиленних покриттів [Текст] / О. М. Дубовий, Т. А. Янковець, С. І. Шкурят, О. О. Жданов // Вісник Національного університету кораблебудування за 2010 рік. Миколаїв, 2010. С. 218–223.
- [3] Дубовий, О. М. Вплив передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості напиленних покриттів та деформованих металів та сплавів [Текст] / О. М. Дубовий, Н. Ю. Лебедева, Т. А. Янковець // Металознавство та обробка металів. 2010. № 3. С. 7–10.
- [4] Валиев, Р. З. Наноструктурные материалы, полученные интенсивной пластической деформацией [Текст] / Р. З. Валиев, И. В. Александров. М. : Логос, 2000. 272 с.
- [5] Горелик, С. С. Рекристаллизация металлов и сплавов [Текст] / С. С. Горелик, С. В. Добаткин, Л. М. Капуткина. М. : МИСИС, 2005. 432 с.
- [6] Дубовий, О. М. Вплив комбінованого деформування на термічну стабільність полігонізаційної субструктури заліза, нікелю й сталей 20; 45 [Текст] / О. М. Дубовий, Лю Шен, Т. О. Макруха // Зб. наук. праць НУК. Миколаїв : НУК, 2017. № 1. С. 39–47.
- [7] Жданов, О. О. Закономірності впливу передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості деформованих сталей [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.01 — «Матеріалознавство» / Жданов Олександр Олександрович. Херсон, 2015. 24 с.
- [8] Размер, морфология и структура частиц нанопорошка диоксида циркония, полученного в гидротермальных условиях [Текст] / О. В. Альмяшева, Б. А. Федоров, А. В. Смирнов, В. В. Гусаров // Наносистемы: физика, химия, математика. 2010. Т. 1, № 1. С. 26–36.

- [9] Долгушева, Е. Б. Влияние размера и формы свободных наночастиц на локальные изменения параметра решетки и структурную стабильность ОЦК-Zr и Fe [Текст] / Е. Б. Долгушева, В. Ю. Трубицин // Физика твердого тела. 2010. Т. 52, вып. 6. С. 1163–1171.
- [10] Определение размеров наночастиц в коллоидных растворах методом динамического рассеяния света [Текст] / А. Марахова, В. Жилкина, Е. Блынская, К. Алексеев, Я. Станишевский // Нано Индустрия. 2016. № 1 (63). С. 88–93.
- [11] Задоян, Д. М. Определение плотности избыточных дислокаций по рентгенографическим оценкам размеров кристаллических блоков и разориентировки малоугольных границ [Текст] / Д. М. Задоян, Л. А. Азизбеян, М. К. Валуженич // Физика твердого тела. 2003. С. 177–179.

---

© О. М. Дубовий, Т. О. Макруха, О. В. Чечель

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. Ф. Квасницький



Ihor  
I. Ivitskiy  
Івіцький  
Ігор  
Ігорович

УДК 66.022.3

## INTELLECTUAL POLYMER COMPOSITE MATERIALS IN SHIPBUILDING

### ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ПОЛІМЕРНІ КОМПОЗИЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ В СУДНОБУДУВАННІ

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.19

Ihor I. Ivitskiy

I. I. Івіцький, канд. техн. наук, доц.

i.ivitskiy@kpi.ua

ORC ID: 0000-0002-9749-6414

*National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv  
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського», м. Київ*

**Abstract.** Polymer composite materials are widely used in shipbuilding. Currently, intensive research is being conducted in the world in the areas of creating technologies and equipment for the production of intelligent polymer composite materials, in particular, on the basis of experimental and numerical methods and modeling of these processes. The analysis of existing scientific works in this field also indicates that in open sources there is no information on the use of intelligent polymeric materials in shipbuilding. However, the implementation of continuous online monitoring of the stress-strain state of the structural elements of the courts will solve a number of problems. Introduction to the design of intelligent sensors will allow remote monitoring and monitoring of the stress-strain state directly during operation in real time. For stress control, it is most advisable to use an electro-capacitive method of non-destructive testing, which can provide control of materials with different properties, from dielectrics to conductors. The use of the electro-capacitance method is most appropriate for controlling such types of materials as intelligent polymer composites. Currently, there are technologies and equipment for the input of intelligent sensors into the polymer material during its production using the processes of extrusion, injection molding and pressing. When designing the technological modes of production of such materials, one should be aware of the need to take into account wall effects, which have a significant impact on the process due to the location of sensors mainly in the wall layers of the product. For the dosed introduction of intelligent sensors in the formation of products, we proposed two options for the design of injection devices: a device for dosed continuous introduction of sensors at a certain depth with a step and device for introducing one sensor at a certain point of the product. The use of intelligent polymer composite materials in shipbuilding allows continuous monitoring of integrity in real time with monitoring of the stress-strain state. This control allows respond in a timely manner to the violation of the integrity of the structure, which significantly increases the level of security.

**Keywords:** intelligent materials; polymer materials; stress control; stress-strain state; non-destructive testing.

**Анотація.** Полімерні композиційні матеріали знайшли широке застосування у суднобудуванні. На даний час у світі проводяться інтенсивні наукові дослідження в напрямках створення технологій та устаткування для виробництва інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів, зокрема на базі експериментальних і числових методів та моделювання цих процесів. Аналіз наявних робіт учених у цій галузі свідчить також про те, що у відкритих джерелах відсутня інформація про застосування інтелектуальних полімерних матеріалів у суднобудуванні. Проте здійснення неперервного онлайн-контролю напружено-деформованого стану елементів конструкції суден дасть змогу вирішити цілу низку проблем. Введення в конструкцію інтелектуальних датчиків дасть змогу проводити дистанційний контроль та моніторинг напружено-деформованого стану безпосередньо під час експлуатації в реальному часі. Для контролю напружень найбільш доцільно використовувати електроємний метод неруйнівного контролю, який може забезпечити контроль матеріалів з різними властивостями, від діелектриків до провідників. Застосування електроємного методу є найбільш прийнятним для контролю такого типу матеріалів, як інтелектуальні полімерні композити. На сьогодні є технології та обладнання для введення інтелектуальних датчиків у полімерний матеріал під час його виробництва з використанням процесів екструзії,

лиття під тиском і пресування. У проектуванні технологічних режимів виробництва таких матеріалів слід пам'ятати про необхідність урахування пристінних ефектів, які мають значний вплив на процес у зв'язку з розташуванням датчиків переважно у пристінних шарах виробу. Для дозованого введення інтелектуальних датчиків під час формування виробів запропоновано два варіанти конструктивного оформлення інжектувальних пристроїв: пристрій для дозованого неперервного введення датчиків на певну глибину і з кроком та введення одного датчика в певну точку виробу. Застосування інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів у суднобудуванні дає змогу здійснювати неперервний контроль цілісності у реальному часі з моніторингом напружено-деформованого стану. Такий контроль дає змогу вчасно реагувати на порушення цілісності конструкції, що значно підвищує рівень безпеки.

**Ключові слова:** інтелектуальні матеріали; полімерні матеріали; контроль напружень; напружено-деформований стан; неруйнівний контроль.

**Аннотація.** Полимерные композиционные материалы нашли широкое применение в судостроении. На сегодняшний день в мире проводятся интенсивные научные исследования в направлениях создания технологий и оборудования для производства интеллектуальных полимерных композиционных материалов, в частности на базе экспериментальных и численных методов и моделирования этих процессов. Анализ имеющихся работ ученых в этой области свидетельствует также о том, что в открытых источниках отсутствует информация о применении интеллектуальных полимерных материалов в судостроении. Однако осуществление непрерывного онлайн-контроля напряженно-деформированного состояния элементов конструкции судов позволит решить целый ряд проблем. Введение в конструкцию интеллектуальных датчиков позволит проводить дистанционный контроль и мониторинг напряженно-деформированного состояния непосредственно во время эксплуатации в реальном времени. Для контроля напряжений наиболее целесообразно использовать электроемкий метод неразрушающего контроля, который может обеспечить контроль материалов с различными свойствами, от диэлектриков до проводников. Применение электроемкого метода является наиболее приемлемым для контроля такого типа материалов, как интеллектуальные полимерные композиты. В настоящее время есть технологии и оборудование для ввода интеллектуальных датчиков в полимерный материал при его производстве с использованием процессов экструзии, литья под давлением и прессования. В проектировании технологических режимов производства таких материалов следует помнить о необходимости учета пристенных эффектов, которые оказывают значительное влияние на процесс в связи с расположением датчиков преимущественно в пристенных слоях изделия. Для дозированного введения интеллектуальных датчиков при формировании изделий предложено два варианта конструктивного оформления инжектирующих устройств: устройство для дозированного непрерывного введения датчиков на определенную глубину и с шагом и для ввода одного датчика в определенную точку изделия. Применение интеллектуальных полимерных композиционных материалов в судостроении позволяет осуществлять непрерывный контроль целостности в реальном времени с мониторингом напряженно-деформированного состояния. Такой контроль позволяет своевременно реагировать на нарушение целостности конструкции, что значительно повышает уровень безопасности.

**Ключевые слова:** интеллектуальные материалы; полимерные материалы; контроль напряжений; напряженно-деформированное состояние; неразрушающий контроль.

## References

- [1] Orekhov, V. A. (2013). *Primeneniye sinteticheskikh i polimernykh materialov v sudostroyenii i sudoremonte. Kongress Mezhdunarodnogo foruma "Velikiye reki"*.
- [2] Anisimov, A. V. (2015). **Polimernyye kompozitsionnyye materialy i sredstva zashchity ot korrozii dlya sudostroyeniya i korablestroyeniya.** *Novyy oboronnyy zakaz*, 3 (35), 80–81.
- [3] Krasil'nikova, O. A., & Kol'churin, A. I. (2016). **Primeneniye polimernykh konstruksionnykh materialov v sudostroyenii.** *European Research*, 5 (16), 22–24.
- [4] Gumenyuk, N. S., & Grushin, S. S. (2013). *Primeneniye kompozitnykh materialov v sudostroyenii. Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii*, 8–1, 116–117.
- [5] Mikhaylin, Yu. A. (2008). *Konstruksionnyye polimernyye kompozitsionnyye materialy.* Sankt-Peterburg: Nauchnyye osnovy i tekhnologii.
- [6] Uorden, K. (2006). *Novyye intellektual'nyye materialy i konstruksii.* Moskva: Tekhnosfera.
- [7] Molodtsov, G. A. i dr. (2000). *Formostabil'nyye i intellektual'nyye konstruksii iz kompozitsionnykh materialov.* Moskva: Mashinostroyeniye.
- [8] Barisci, J. N., Conn C., & Wallace, G. G. (1996). Conducting polymer sensors. *Trends in Polymer Science*, Vol. 4, 9, 307–311.

- [9] Wallace, G. G., Teasdale, P. R., Spinks, G. M., & Kane-Maguire, L. A. (2008). *Conductive Electroactive Polymers: Intelligent Polymer Systems*. Ed. 3. Northwest: CRC Press.
- [10] Wallace, G. G. (1992). **Intelligent polymer systems-concepts, approaches present uses and potential applications.** *Material Forum*, Vol. 16, 2, 111–115.
- [11] Bazhenov, V. H., Ivits'ka, D. K., & Hruzyn, S. V. (2013). Udoshkonalenny elektrostatychnyy metod neruynivnoho kontrolyu. *Metody ta prylady kontrolyu yakosti*, 2 (31), 26–28.
- [12] Ivitskiy, I. I. (2018). Extrusion of Intellectual Polymer Materials. *Web of Scholar*, Vol 1, 5 (23), 15-18. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.108460
- [13] Sivetskiy, V. I., Sokolskiy, O. L., & Ivitskiy, I. I. ta in. (2016). Metody ta prystroyi dlya vyhotovlennya vyrobiv z intelektual'nykh polimernykh kompozytsiynykh materialiv. *Visnyk NTU "KHPF". Mekhaniko-tekhnologichni systemy ta kompleksy*, 4 (1176), 95–101.
- [14] Sokolskiy, O. L., & Ivitskiy, I. I. (2014). **Method of Accounting Wall Slip Polymer in Modeling Channel Processing Equipment.** *Modern Scientific Research and their Practical application*, 10, 136–140.
- [15] Sokolskiy, O. L., Ivitskiy, I. I., Sivetskiy, V. I., & Mikulionok, I. O. (2014). **Vyznachennya vyazkosti prystinnoho sharu u formuyuchykh kanalakh obladnannya dlya pererobky polimeriv.** *Naukovi visti NTUU "KPP"*, 2, 66–69.
- [16] Ivitskiy, I. I., Sokolskiy, O. L., Sivetskiy, V. I., & Mikulionok, I. O. (2013). Chyslove modelyuvannya vplyvu prystinnoho sharu na protses techiyi polimeru v pererobnomu obladnanni. *Khimichna promyslovisht Ukrayiny*, 6, 34–37.
- [17] Ivitskiy, I. I. (2014). Polymer wall slip modelling. *Technology Audit And Production Reserves*, 5/3 (19), 8–11.

**Постановка задачі.** Полімерні матеріали знайшли застосування у виготовленні відповідних суднобудівних деталей, що експлуатуються в умовах впливу агресивних середовищ, великих коливань температур, високої вологості та ін.

У суднобудуванні основним завданням є зменшення кількості використовуваних матеріалів, підвищивши при цьому надійність і якість конструкцій. Вирішенню цього завдання багато в чому сприяє застосування композиційних матеріалів. Нові полімерні композиційні матеріали дають змогу створювати корпусні конструкції із сендвіч-композицій з високоміцними шарами зі склопластику і середнім шаром з полімерних композицій низької щільності. Застосування таких матеріалів забезпечує будівництво сучасних високошвидкісних суден [1].

В умовах посилення вимог щодо пожежної безпеки та екологічності суден нових поколінь зростає значення багатофункціональних теплозвукоізоляційних матеріалів і покриттів для облаштування суднових приміщень. Мала щільність матеріалів у забезпеченні пожежної безпеки дозволяє застосовувати їх в архітектурі надводної частини суден усіх типів, що сприяє поліпшенню стійкості, полегшенню експлуатації корпусу [2].

Унікальні властивості композиційних матеріалів дають змогу виготовляти високоміцні, легкі корпуси катерів, яхт. Для їх створення головним чином використовуються різні види склопластиків, які мають відмінну хімічну та біологічну стійкість. До його переваг також належать: міцність і технологічні властивості, поліпшення умов праці, скорочення витрат на вентиляцію виробничих приміщень [3].

Судноремонтним заводам усього світу добре відомі полімерні матеріали, різні епоксидні компаун-

ди, металополімери, що застосовуються для будівництва та ремонту кораблів, яхт і катерів. Ремонтна система, як правило, включає у себе повний набір матеріалів, які можуть знадобитися для відновлення поверхні металевих, пластикових корпусів, а також різноманітного суднового обладнання, деталі якого піддаються зносу в процесі експлуатації. До складу цих матеріалів входять епоксидні смоли, що мають високу механічну властивість, і деякі види наповнювачів, різні види герметиків, синтетичних клеїв, що дає змогу ефективно відновлювати працездатність зношених елементів, а також захищати їх у подальшій експлуатації [4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У світі проводяться інтенсивні наукові дослідження в напрямках створення технологій та устаткування для виробництва інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів (ІПКМ), зокрема на базі експериментальних та числових методів і моделювання цих процесів.

Робота [5] присвячена широкому огляду конструкційних полімерних матеріалів, у тому числі інтелектуальних. Розглянуті типи ІПКМ, способи отримання інформації з них та їхні властивості, а також питання введення у полімерний матеріал різних типів датчиків й інших модифікаторів.

У роботі [6] описані системи оптико-волоконних датчиків, які можуть вимірювати деформацію, температуру і механічне напруження. Обговорені способи реагування інтелектуальних конструкцій на виникаючі резонансні коливання.

У роботі [7] розглянуто проблеми проектування і виготовлення інтелектуальних конструкцій із сучасних композиційних матеріалів. Розроблено алгоритми, які дають змогу оцінювати характеристики

композитних конструкцій і керувати ними під час виготовлення й в процесі експлуатації.

У роботах [8; 9] розглядається створення інтелектуальних полімерних систем на базі електричних датчиків, які дозволяють контролювати дію зовнішніх факторів на виріб.

У роботі [10] порівнюються полімерні композиції без інтелектуальних датчиків та з ними, роблячи висновки про можливість їх застосування у різних сферах.

Аналіз наявних робіт учених свідчить також про те, що у відкритих джерелах відсутня інформація про використання ІПКМ у суднобудуванні.

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — огляд можливостей застосування інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів у суднобудуванні для контролю стану високовідповідних деталей та елементів конструкції.

**Основний матеріал.** Питання отримання інформації про характеристики високовідповідних деталей та вузлів, наприклад про їхній напружено-деформований стан (н.д.с.), у реальному часі надзвичайно актуальне у наш час. Введення у вироби з полімерних композиційних матеріалів інтелектуальних датчиків (ІД) дає змогу проводити дистанційну діагностику та моніторинг цих виробів безпосередньо під час їхньої експлуатації.

Інтелектуальний датчик — це пристрій для вимірювання фізичних величин у вигляді сукупності одного або декількох перетворювачів. Він виробляє сигнал, зручний для передавання, зберігання та використання у системах керування.

Датчики на основі різних матеріалів і технологій використовуються в багатьох сферах техніки, перетворюючи неелектричні сигнали на електричні. Датчики, які застосовуються для інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів, мають вигляд мініатюрних сенсорних пристроїв, що вводяться в матеріал.

Здійснення неперервного онлайн-контролю н.д.с. елементів конструкції дасть змогу вирішити цілу низку проблем. Введення в конструкцію інтелектуальних датчиків дозволить проводити дистанційний контроль та моніторинг напружено-деформованого стану безпосередньо під час експлуатації в реальному часі.

Імпульси електромагнітного поля реєструються під час зародження та розвитку тріщин, розриву волокон, розшарування матеріалу. Електромагнітна емісія дає змогу прогнозувати з високою точністю міцність матеріалу, граничні навантаження, залишковий ресурс роботи виробу, що експлуатується в умовах статичного, динамічного, вібраційного навантаження. У разі дії на матеріал динамічних навантажень (удар, імпульсний акустичний або тепловий вплив) емісія виникає як у точці впливу, так і в напрямку поширення акустичних хвиль та несе інформацію про внутрішню будову матеріалу.

На рис. 1 зображена схема контролю н.д.с. елемента конструкції, яка складається з об'єкта контролю 1, введеного інтелектуального датчика 2, комбінованого приймача сигналу, підсилювача та аналого-цифрового перетворювача 3, бездротових передавача 4 і приймача 5, комп'ютера для приймання та аналізу даних 6.

При цьому інтелектуальних датчиків та приймачів сигналу може бути декілька за кількістю необхідних точок контролю.

Для контролю н.д.с. найбільш доцільно використовувати електроємний метод неруйнівного контролю, який може забезпечити контроль матеріалів з різними властивостями, від діелектриків до провідників. Застосування електроємного методу є найбільш прийнятним для контролю ІПКМ [11].

На сьогодні є технології та обладнання для введення ІД у полімерний матеріал під час його виробництва з використанням процесів екструзії, лиття під тиском і пресування [12; 13]. Під час проектування технологічних режимів виробництва ІПКМ слід пам'ятати про необхідність урахування пристінних ефектів, які мають значний вплив на процес у зв'язку з розташуванням ІД переважно у пристінних шарах виробу [14–17].

Для дозованого введення ІД у разі формування виробів пропонуються два варіанти конструктивного оформлення інжектуральних пристроїв. На рис. 2 наведено пристрій для дозованого введення ІД на певну глибину та з кроком. ІД змішуються з полімером у пластикаторі 1, з якого суміш потра-

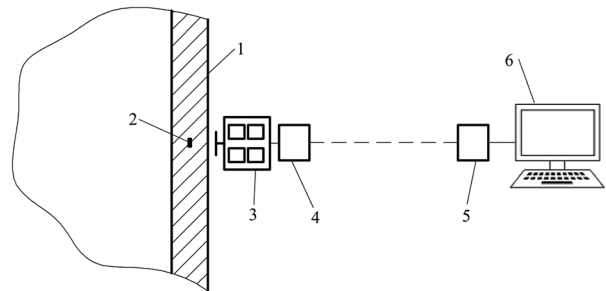


Рис. 1. Схема контролю напружено-деформованого стану елемента конструкції

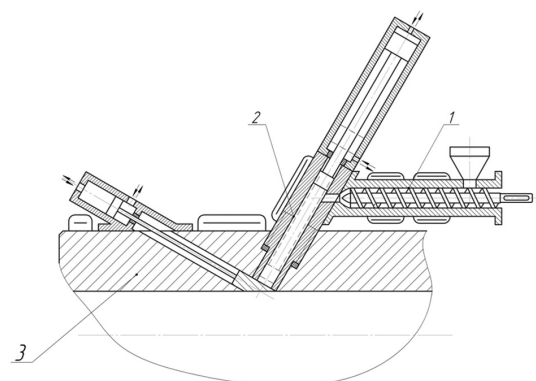


Рис. 2. Схема інжектурального пристрою для введення суміші інтелектуального датчика з розплавом

пляє в інжекційний циліндр 2 і впорскується ним під тиском безпосередньо у формуючий канал 3 із заданою періодичністю. Синхронно з рухом інжекційного циліндра заслінка відкриває та закриває отвір каналу. Тиск у гідроциліндрі інжекції перевищує тиск у формуючому каналі, що дає змогу занурювати датчики на необхідну глибину.

У разі необхідності введення одного датчика в певну точку виробу запропоновано конструкцію інжекційного пристрою, схему якого наведено на рис. 3. У процесі екструзії полімерна композиція з формуючого каналу заповнює порожнину інжекційного циліндра 1, відкривається заслінка 2 і датчик 3 проштовхується плунжером в інжекційну порожнину та змішується з розплавом. Заслінка 2 закривається та здійснюється інжекція у формуючий канал 7 за допомогою плунжера 6.

Перспектива подальших досліджень полягає в експериментальних дослідженнях контролю н.д.с. елементів конструкції суден за допомогою ІПКМ та обґрунтуванні техніко-економічної доцільності їх використання.

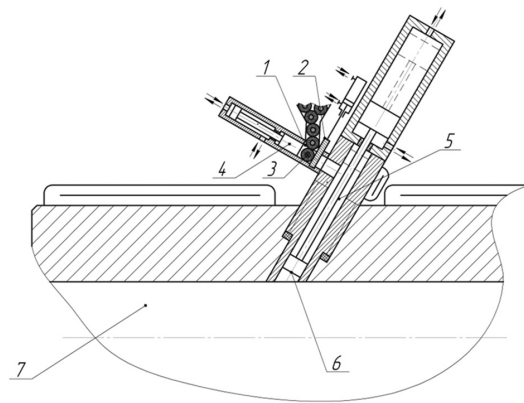


Рис. 3. Схема інжектувального пристрою для введення відокремлених інтелектуальних датчиків

**ВИСНОВОК.** Застосування інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів у суднобудуванні дає змогу здійснювати неперервний контроль цілісності у реальному часі з моніторингом напружено-деформованого стану. Такий контроль дозволяє вчасно реагувати на порушення цілісності конструкції, що значно підвищує рівень безпеки.

## Список літератури

- [1] Орехов, В. А. (2013). Применение синтетических и полимерных материалов в судостроении и судоремонте. *Конгресс Международного форума «Великие реки»*.
- [2] Анисимов, А. В. (2015). Полимерные композиционные материалы и средства защиты от коррозии для судостроения и кораблестроения. *Новый оборонный заказ*, 3 (35), 80–81.
- [3] Красильникова, О. А., & Кольчурин, А. И. (2016). Применение полимерных конструкционных материалов в судостроении. *European Research*, 5 (16), 22–24.
- [4] Гуменюк, Н. С., & Грушин, С. С. (2013). Применение композитных материалов в судостроении. *Современные наукоемкие технологии*, 8–1, 116–117.
- [5] Михайлин, Ю. А. (2008). *Конструкционные полимерные композиционные материалы*. Санкт-Петербург: Научные основы и технологии.
- [6] Уорден, К. (2006). *Новые интеллектуальные материалы и конструкции*. Москва: Техносфера.
- [7] Молодцов, Г. А. и др. (2000). *Формостабильные и интеллектуальные конструкции из композиционных материалов*. Москва: Машиностроение.
- [8] Barisci, J. N., Conn, C., & Wallace, G. G. (1996). Conducting polymer sensors. *Trends in Polymer Science*, Vol. 4, 9, 307–311.
- [9] Wallace, G. G., Teasdale, P. R., Spinks, G. M., & Kane-Maguire, L. A. (2008). *Conductive Electroactive Polymers: Intelligent Polymer Systems*. Ed. 3. Northwest: CRC Press.
- [10] Wallace, G. G. (1992). Intelligent polymer systems-concepts, approaches present uses and potential applications. *Material Forum*, Vol. 16, 2, 111–115.
- [11] Баженов, В. Г., Івіцька, Д. К., & Грузин, С. В. (2013). Удосконалений електростатичний метод неруйнівного контролю. *Методи та прилади контролю якості*, 2 (31), 26–28.
- [12] Ivitskiy, I. I. (2018). Extrusion of Intellectual Polymer Materials. *Web of Scholar*, Vol 1, 5 (23), 15-18. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.108460.
- [13] Сівецький, В. І., Сокольський, О. Л., & Івіцький, І. І. та ін. (2016). Методи та пристрої для виготовлення виробів з інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів. *Вісник НТУ «ХП»*. *Механіко-технологічні системи та комплекси*, 4 (1176), 95–101.
- [14] Sokolskiy, O. L., & Ivitskiy, I. I. (2014). Method of Accounting Wall Slip Polymer in Modeling Channel Processing Equipment. *Modern Scientific Research and their Practical application*, 10, 136–140.
- [15] Сокольський, О. Л., Івіцький, І. І., Сівецький, В. І., & Мікульонок, І. О. (2014). Визначення в'язкості пристінного шару у формуючих каналах обладнання для переробки полімерів. *Наукові вісті НТУУ «КП»*, 2, 66–69.
- [16] Івіцький, І. І., Сокольський, О. Л., Сівецький, В. І., & Мікульонок, І. О. (2013). Числове моделювання впливу пристінного шару на процес течії полімеру в переробному обладнанні. *Хімічна промисловість України*, 6, 34–37.
- [17] Ivitskiy, I. I. (2014). Polymer wall slip modelling. *Technology Audit And Production Reserves*, 5/3 (19), 8–11.

© І. І. Івіцький

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. Ф. Квасницький



УДК 620.172.2: 620.18: 620.193.4: 620.199

## THE IMPACT OF HAFNIUM ADDITION ON THE PROPERTIES OF HEAT-RESISTANT NICKEL ALLOY SM104

ВПЛИВ ЛЕГУВАННЯ ГАФНІЄМ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ  
ЖАРОМІЦНОГО НІКЕЛЕВОГО СПЛАВУ SM104

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.20

Alexander Kostin

О. М. Костін, канд. техн. наук, проф.

kostin.weld@gmail.com

ORC ID: 0000-0002-4739-660X

Dmytro Gladchenko

Д. С. Гладченко, магістр

gladchenko.88@mail.ru

ORC ID: —

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** Improvement of performance properties of heat-resistant nickel alloys remains a pending issue for alloys operating in conditions of high-temperature salt corrosion. Within this context our study examines the impact of hafnium on micro-structure and performance properties of standard heat-resistant nickel alloy SM104 which is widely used in construction of modern marine gas turbine engines. Through computational-analytical method it was determined that the optimal level of hafnium addition shall amount to 1,4 % of the alloy weight. The study included examination of the micro-structure of the alloys, their hardness, plasticity, short-term and long-term strength at a temperature of 900 °C. It is shown first that hafnium contributes to the grinding of the alloy structure SM104, it stretches the granules boundaries and increases the amount of volumetric fraction of the  $\gamma'$ - phase. Hafnium addition reduces hardness by 3...5 % on average and increases the plasticity of the alloy, it allows to increase resistance to high-temperature salt corrosion while maintaining short-term and long-term strength at 900 °C. It will allow to improve the performance properties of heat-resistant nickel alloy SM104 and positively impact its bond-ability.

**Keywords:** micro-structure; hardness; heat resistance; long-term durability; high-temperature salt corrosion.

**Анотація.** Підвищення експлуатаційних властивостей жароміцних нікелевих сплавів, які працюють в умовах високотемпературної сольової корозії, є актуальною проблемою. У зв'язку із цим було поставлено локальну задачу визначення впливу гафнію на мікроструктуру та експлуатаційні властивості стандартного жароміцного нікелевого сплаву SM104, який широко використовується для виготовлення сучасних морських газотурбінних двигунів. Розрахунково-аналітичним методом визначено оптимальний рівень легування гафнієм на рівні 1,4 % мас. Виконано дослідження мікроструктури сплавів, визначено їх твердість, пластичність, короточасну та довготривалу міцність за температури 900 °C. Уперше показано, що гафній сприяє подрібненню структури сплаву SM104, збільшує протяжність границь зерен та підвищує кількість об'ємної частки  $\gamma'$ -фази. Додаткове легування гафнієм у середньому на 3...5 % зменшує твердість і підвищує пластичність сплаву, при збереженні короточасної та довготривалої міцності за температури 900 °C збільшує стійкість до високотемпературної сольової корозії. Таким чином, додаткове легування гафнієм жароміцного нікелевого сплаву SM104 підвищує його експлуатаційні властивості та може мати сприятливий вплив на його здатність до зварювання.

**Ключові слова:** мікроструктура; твердість; жароміцність; довготривала міцність; високотемпературна сольова корозія.

**Аннотация.** Повышение эксплуатационных свойств жаропрочных никелевых сплавов, которые работают в условиях высокотемпературной солевой коррозии, является актуальной проблемой. В связи с этим была поставлена локальная задача

определения влияния гафния на микроструктуру и эксплуатационные свойства стандартного жаропрочного никелевого сплава СМ104, который широко используется для изготовления современных морских газотурбинных двигателей. Расчетно-аналитическим методом определен оптимальный уровень легирования гафнием на уровне 1,4 % мас. Выполнено исследование микроструктуры сплавов, определены их твердость, пластичность, кратковременная и длительная прочность при температуре 900 °С. Впервые показано, что гафний способствует измельчению структуры сплава СМ104, увеличивает протяженность границ зерен и повышает объемную долю  $\gamma'$ -фазы. Дополнительное легирование гафнием в среднем на 3...5 % уменьшает твердость и повышает пластичность сплава СМ104, при сохранении кратковременной и длительной прочности при температуре 900 °С увеличивает стойкость к высокотемпературной солевой коррозии. Таким образом, дополнительное легирование гафнием жаропрочного никелевого сплава СМ104 повышает его эксплуатационные свойства и может оказывать благоприятное влияние на его свариваемость.

**Ключевые слова:** микроструктура; твердость; жаропрочность; долговременная прочность; высокотемпературная солевая коррозия.

## References

- [1] Sims, Ch. T. Supersplavy II: Zharoprochnye materialy dlya aerokosmicheskikh i promyshlennykh energoustanovok / Ch. T. Sims, N. S. Stoloff, U. K. Khagel. M.: Metallugiya, 1995. T. I. 384 s.
- [2] Kablov, Ye. N. Litye lopatki gazoturbinnnykh dvigateley / Ye. N. Kablov. M.: MISIS, 2001. 632 s.
- [3] Kablov, Ye. N. Strategicheskie napravleniya razvitiya materialov i tekhnologiy ikh pererabotki na period do 2030 goda [Tekst] / Ye. N. Kablov // Aviatsionnye materialy i tekhnologii. 2012. № 8. S. 7–17.
- [4] Kvasnitskiy, V. F. Vliyanie elementov-depressantov na svoystva nikelovykh pripoev i zharoprochnykh splavov [Tekst] / Kvasnitskiy V. F., Kostin A. M., Kvasnitskiy V. V. // Adgeziya rasplavov i payka materialov. 2002. № 35. S. 129–139.
- [5] Zharoprochnost litynykh nikelovykh splavov i zashchita ikh ot okisleniya / Pod red. B.Ye. Patona. Kiev: Nauka. dumka. 1997. 336 s.
- [6] Effect of hafnium on creep behavior of a corrosion resistant nickel base superalloy [Text] / J. S. Houa, J. T. Guoa, Y. X. Wub, L. Z. Zhoua, H. Q. Yea // Materials Science and Engineering. 2010. A 527. P. 1548–1554.
- [7] Anisotropy in creep properties of DS200 + Hf alloy [Text] / L. Mataveli Suave, J. Cormier, P. Villechaise, D. Bertheau // Materials at High Temperatures. 2016. Vol. 33. P. 361–371.
- [8] Issledovanie vliyaniya gafniya na strukturu i svoystva litynogo zharoprochnogo korrozionnostoykogo nikel-evogo splava [Tekst] / A. D. Koval, A. G. Andrienko, S. V. Gayduk, V. V. Kononov // Vestnik dvigatelestroeniya. 2012. № 1. S. 196–200.
- [9] Vliyanie sootnosheniya volframa k molibdenu na mekhanicheskie svoystva splava ZhS3LS, optimalno legirovannogo gafniem i tantalom [Tekst] / A. D. Koval, A. G. Andrienko, S. V. Gayduk, V. V. Kononov // Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni. 2012. № 1. S. 31–35.
- [10] Optimizatsiya rezhima termicheskoy obrabotki dlya splava ZhSZLS, legirovannogo gafniem i tantalom [Tekst] / A. D. Koval, A. G. Andrienko, S. V. Gayduk, V. V. Kononov // Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni. 2012. № 2. S. 15–19.
- [11] Gayduk, S. V. Issledovanie vliyaniya gafniya na fazovyy sostav litynogo zharoprochnogo korrozionnostoykogo nikel-evogo splava s primeneniem metoda passivnogo eksperimenta [Tekst] / S. V. Gayduk, V. V. Kononov // Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni. 2014. № 1. S. 45–51.
- [12] Oryshich, I. V. Razrabotka metodiki ispytaniya zharoprochnykh splavov v rasplavakh soley [Tekst] / I. V. Oryshich // Zashchita metallov. 1981. T. 17. № 1. S. 74–79.
- [13] Gayduk, S. V. Kompleksnaya raschetno-analiticheskaya metodika dlya proektirovaniya litynykh zharoprochnykh nikelovykh splavov [Tekst] / S. V. Gayduk // Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni. 2015. № 2. S. 92–103.
- [14] Kolomytsev, P. T. Gazovaya korroziya i prochnost nikelovykh splavov / P. T. Kolomytsev. M.: Metalurgiya, 1984. 216 s.
- [15] Oryshich, I. V. Vliyanie sostava sulfatokhloridnogo rasplava natriya na stoykost k vysokotemperaturnoy solevoy korrozii nikelovykh splavov [Tekst] / I. V. Oryshich // Aviatsionnaya promyshlennost. 1983. № 4. S. 50–52.

**Problem statement.** The development of modern shipboard gas-turbine construction is characterized by a constant search for ways to increase the specific power and efficiency of turbine engines, which certainly leads to the need to increase the operating temperature at the turbine inlet. The temperature of the first turbine stage can reach 950...1050 °C. In this regard, improving the performance properties of heat-resistant nickel alloys is relevant.

Nickel-base superalloys are a heterophase precipitation hardening alloys, the main structural components of which are  $\gamma$ -phase (austenitic matrix with BCC lattice) and  $\gamma'$ -phase (eutectoid intermetallic structure based on  $Ni_3(Al, Ti)$ , which is released from the gamma phase solid solution). The solubility limit of the  $\gamma'$ -phase changes significantly with decreasing alloy temperature, which leads to its active release in a dispersed form during a special heat treatment [1]. The performance properties of heat-resistant nickel alloys increase significantly with increasing volume concentration of the  $\gamma'$ -phase to 50...65 %, while reducing their weldability [2, 3].

**Latest research and publications analysis.** It is known that the addition of hafnium improves the performance characteristics of nickel alloys due to a favorable change in the morphology of carbides of the type  $M_{23}C_6$ , as well as their resistance to oxidation and high-temperature salt corrosion [4, 5]. In addition, hafnium increases the proportion of the eutectic  $\gamma'$ -phase, which optimizes the structure and increases the creep resistance [1, 6]. For example, additional alloying with hafnium alloys MAR-M200 and DS200 to 2 % wt. improves their performance properties [7]. A similar effect is observed with additional alloying with hafnium of the ZhS3LS alloy in an amount up to 0.9 % wt. [8–10]. The alloying of nickel superalloys with hafnium also contributes to an increase in the thermal stability of the  $\gamma'$ -phase by increasing the temperature of its complete dissolution in the  $\gamma$ -solid solution by more than 70 °C [11]. However, a change in the matrix alloying system of the alloy affects the optimal concentration limits for alloying with hafnium and is the subject of additional research.

**THE ARTICLE AIM** — determining the effect of hafnium on the microstructure and performance properties of the standard heat-resistant nickel alloy CM104,

which is widely used for the manufacture of modern gas-turbine engines.

**Methods, object and subject of research.** We used standard methods for studying the properties of metallic materials: we measured the HRC hardness according to ISO 6508-1: 2013; determined the characteristics of heat resistance and limiting stress according to GOST 9651–84 / Trans. 1: 2008 and GOST 10145–81 / Trans. 1: 2018; investigated the electronic structure and determined the chemical composition of the alloys by the method of micro-X-ray spectral analysis using the PEMMA 102-02 installation; measured their resistance to high-temperature salt corrosion according to method [12].

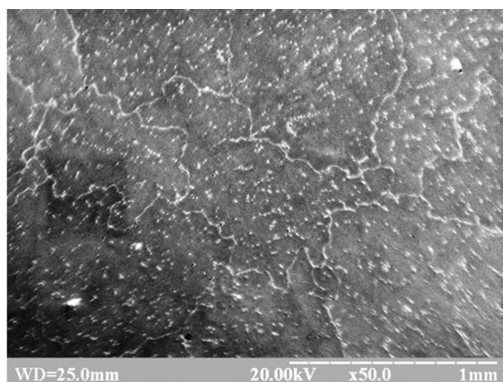
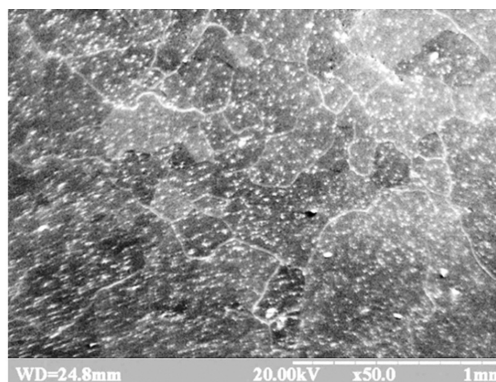
**The object of the research** is the microstructure, chemical composition, mechanical properties of alloys at a temperature of 900 °C and their resistance to high-temperature salt corrosion.

**The subject of the research** is the structure and operational properties of heat-resistant nickel alloys.

**Basic material.** To determine the optimal concentration of hafnium in the experimental alloy, an express method of a comprehensive analytical solution method (CASM) was used, which allowed with a sufficient degree of accuracy to carry out preliminary calculations for the main groups of operating parameters of the alloy [13]. The calculation showed that an increase in the operational properties of the alloy CM104 is possible due to the additional alloying with hafnium at an optimum level of 1.4 % by weight.

In this regard, we have produced CM104 alloys (basic composition and an alloy with additional doping with hafnium – further SM104Hf). Using spectral analysis, it was found that the concentration of alloying elements in the experimental composition with hafnium is at the following level (% wt.): 21.2 Cr; 10.35 Co; 1.4 Hf; 2.64 Al; 3.45 Ti; 0.66 Mo; 3.9 W; 0.3 Nb; 0.03 Mn; 0.1 Fe; 0.08 C; 0.008 Si; 0.003 S; 0.005 P; Ni – base. The basic composition is characterized by the absence of hafnium. The characteristic structure of the alloys is shown in Figure 1.

X-ray studies have shown the absence of internal defects in castings. Castings underwent a standard full heat treatment cycle: homogenization

a)  $\times 50$ b)  $\times 50$ 

**Fig. 1.** The characteristic structure of the alloys CM104 (a) and CM104Hf (b)

$T = 1170\text{ }^{\circ}\text{C}$  — 3.5 hours; + hot quenching  $T = 1050\text{ }^{\circ}\text{C}$  — 3.5 hours; + aging  $T = 850\text{ }^{\circ}\text{C}$  — 16 hours. The distribution of the average concentration of alloying elements in the phase components of the experimental alloys is given in Table 1.

Measurements of the hardness of samples of experimental alloys showed that the hardness of the HRC alloy CM104 is within 35.4...36.5 units, with an average of 35.8 units, and the alloy CM104Hf — 34.8...36.0 units, with an average value of 34.7 units. Thus, the additional alloying of the CM104 alloy with hafnium slightly reduces its hardness. To determine the characteristics of heat resistance and limiting stress, samples were made from experimental alloys according to GOST 9651–84 / Per. 1: 2008 and GOST 10145–81 / Trans. 1: 2018 for stretching at operating temperatures. The test results are shown in table 2.

Another important factor, which also plays a decisive role in the operation of marine gas turbine engines, is the resistance of materials against high-temperature salt corrosion. High temperature salt corrosion occurs in the presence of sulfur compounds in products of combustion of fuel, among which the most important role is played by the compounds with sodium. Sulfur at combustion forms oxides of  $\text{SO}_2$  and  $\text{SO}_3$ . The proportions of NaCl salts deposited on the parts of the hot tract are involved in the reactions of sulfidation. Numerous studies have shown that sodium sulfate is present in carbon generated on the blades of marine turbines, while corrosion affects parts at temperatures 650...950 °C [14]. In addition, sulfatochloride sodium melts containing up to 70...80 % NaCl produce oxysulphidation processes [15].

Thus, the mechanism of corrosion destruction in most cases is associated with the dissolution of a protective film, which is on the surface of the alloy, in the presence of  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ . The amount of sulfides, of course, affects the intensity of corrosion damage. To determine the actual rate of corrosion the most informative are the natural tests of gas turbine engines, however, their cost and duration makes use of intermediate laboratory test methods. The most common is the crucible test method in the melt salts of 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  + 25 % NaCl at the operating temperature of the engines for 10 ... 20 hours, followed by the calculation of the average rate of corrosion by the formula  $V_c = m_c / S_s \times t_s$ , where  $V_c$  – average rate of corrosion, mg/cm<sup>2</sup>·hour;  $m_c$  – mass loss, mg;  $S_s$  – surface area of the sample, cm<sup>2</sup>;  $t_s$  – test time, hours [12].

According to this method, studies of resistance to high-temperature salt corrosion of experimental alloys CM104 and CM104Hf were conducted. Samples of test alloys were kept in the molten salt of 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  + 25 % NaCl at a temperature of 900 °C for 20 hours. The electronic structure of the surface layer of samples from the CM104Hf alloy is shown in Figure 2. The distribution of chemical elements in zones of corrosion destruction is given in Table 3.

According to the results of the tests it was established that the geometry of all samples practically did not change. On the surface of the samples there is a small amount of corrosive destruction products of dark green color, which hold tight on the surface. Measurement of the rate of high-temperature salt corrosion of experimental alloys confirmed that additional alloying with hafnium increases the corrosion resistance of the CM104 alloy. The average rate of corrosion of the CM104 alloy is

**Table 1.** The distribution of the concentration of alloying elements in the phase components of the experimental alloys

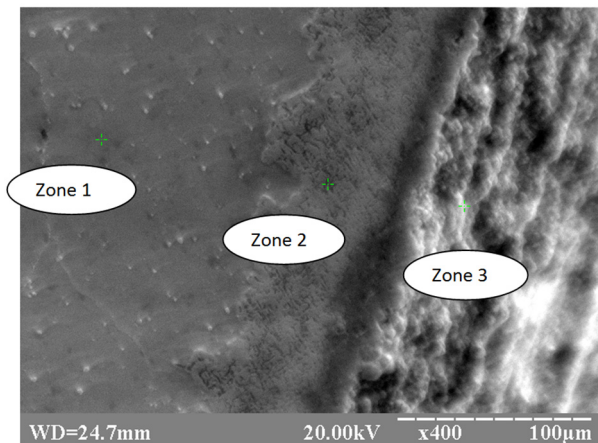
Alloy		The average concentration of alloying elements, % wt.										
		Al	Si	Ti	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Mo	W	Hf
CM104	Solid solution	3,06	0,06	4,52	21,53	0,29	10,98	56,61	0,38	0,68	1,99	–
	Hardening phase	2,41	0,00	16,44	19,46	0,89	6,39	40,52	6,77	1,67	5,45	–
CM104Hf	Solid solution	2,08	0,03	4,08	19,98	2,87	10,37	55,12	0,46	0,37	1,53	3,38
	Hardening phase	1,05	0,00	19,26	16,53	1,71	7,48	39,44	2,60	0,01	1,46	10,47

**Table 2.** Mechanical properties and limiting stress of experimental alloys at a temperature of 900 °C

Alloy	Sample number	Limiting stress		Mechanical tensile properties		
		Weight, MPa	Time, hours	Tensile Strength, MPa	$\delta$ , %	$\Psi$ , %
CM104	1	200	50	646	14	30
	2	200	50	642	8	21
CM104Hf	3	200	50	592	20	37
	4	200	50	653	14	35

**Table 3.** Distribution of alloying elements in the CM104Hf alloy according to Figure 2

Zone	Average concentration of alloying elements, % wt.										
	Al	Si	Ti	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Mo	W	Hf
1	2,15	0,00	4,52	19,35	3,25	10,53	52,81	1,69	0,24	1,62	3,83
2	2,03	0,43	2,03	14,28	4,92	11,67	58,54	1,02	1,99	1,41	1,66
3	1,64	0,96	10,95	70,70	1,19	2,71	6,37	1,85	1,05	0,32	2,27



**Fig. 2.** The electronic structure of the surface layer of the CM104Hf alloy after corrosion tests,  $\times 400$

$V_c = 0.21 \text{ mg/cm}^2\text{-h}$ , and for the CM104Hf alloy, this indicator is much lower –  $V_s = 0.12 \text{ mg/cm}^2\text{-h}$ . The total average mass loss of the test alloy CM104 is 0.19 %, and the CM104Hf alloy is 0.12 %.

**DISCUSSIONS.** Analysis of the microstructure showed (see Figure 1) that additional alloying with hafnium contributes to the fragmentation of grains, smoothes their boundaries and increases the volume fraction of the  $\gamma'$ -phase, which fully coincides with the conclusions of the works [1, 6].

The determined concentrations of the alloying elements according to the phase components of the alloys shown in Table 1 show that the hafnium is unevenly distributed in phases. It is predominantly predicted to be part of the strengthening phases and stand out in the form of minor eutectic inclusions along the grain boundaries, which corresponds to the conclusions of the works [4, 6].

The results of tests of mechanical properties of alloys during stretching and their long-term durability at a temperature of 900 °C showed (see Table 2) that the additional alloying with the hafnium of the alloy CM104 to a level of 1.4 % by weight. improves its mechanical properties, with a slight decrease in hardness and increased plasticity. This fact has a beneficial effect on its welding ability, which is extremely important and is the subject of additional research.

An analysis of the microstructure of the samples after testing their resistance to high-temperature salt corrosion, as shown in Figure 2, and the distribution of chemical elements in the zones of corrosion fracture (see Table 3), gives a clear idea of the mechanism of destruction. On the surface of the sample, a protective layer (zone 3) is formed in which the concentration of nickel and cobalt is sharply reduced due to their intense interaction with the active medium, which leads to a significant increase in the concentration of chromium (up to 70 % by weight), which plays a major role in the containment of corrosion destruction. At the same time, there is a moderate increase in the concentration of titanium and hafnium. The total concentration of these three elements in the surface layer reaches about 85 %, which greatly increases the stability of the alloy against high-temperature salt corrosion. In the near-surface transition layer (zone 2), on the contrary, there is a slight increase in the concentration of nickel and cobalt in comparison with the base metal (zone 1) due to the diffusion of the alloying elements on the surface.

In this regard, the results of the tests clearly prove that the presence of hafnium in the surface layer plays a positive role in the deterrence of corrosion fracture, which is quite logical and coincides with the conclusions of work [4].

Thus, the additional alloying with a hafnium of a heat-resistant nickel alloy CM104 at a level of 1.4 % by weight. increases its operational properties and may have a beneficial effect on its welding ability, which is extremely important and requires additional research.

**CONCLUSIONS.** Additional alloying hafnium alloy CM104 at 1.4 % by weight positively affects its operational properties:

1. Hafnium promotes the grinding of grains, ramps their boundaries and increases the volume fraction of the  $\gamma'$ -phase.
2. An average of 3–5 % decreases hardness and increases the plasticity of the alloy while maintaining short-term and long-term strength at 900 °C.
3. The stability of the alloy against high-temperature salt corrosion at a temperature of 900 °C increases qualitatively.

## Список літератури

- [1] Симс, Ч. Т. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок [Текст] / Ч. Т. Симс, Н. С. Столофф, У. К. Хагель. М. : Металлургия, 1995. Т. I. 384 с.
- [2] Каблов, Е. Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей [Текст] / Е. Н. Каблов. М. : МИСИС, 2001. 632 с.
- [3] Каблов, Е. Н. Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года [Текст] / Е. Н. Каблов // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 8. С. 7–17.
- [4] Квасницкий, В. Ф. Влияние элементов-депрессантов на свойства никелевых припоев и жаропрочных сплавов [Текст] / В. Ф. Квасницкий, А. М. Костин, В. В. Квасницкий // Адгезия расплавов и пайка материалов. 2002. № 35. С. 129–139.
- [5] Жаропрочность литейных никелевых сплавов и защита их от окисления [Текст] ; под ред. Б. Е. Патона. К. : Наука. думка, 1997. 336 с.
- [6] Effect of hafnium on creep behavior of a corrosion resistant nickel base superalloy [Text] / J. S. Houa, J. T. Guoa, Y. X. Wub, L. Z. Zhoua, H. Q. Yea // Materials Science and Engineering. 2010. A 527. P. 1548–1554.

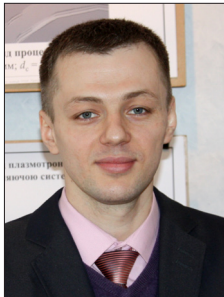
- [7] Anisotropy in creep properties of DS200 + Hf alloy [Text] / L. Mataveli Suave, J. Cormier, P. Villechaise, D. Bertheau // *Materials at High Temperatures*. – 2016. Vol. 33. P. 361–371.
- [8] Исследование влияния гафния на структуру и свойства литейного жаропрочного коррозионностойкого никелевого сплава [Текст] / А. Д. Коваль, А. Г. Андриенко, С. В. Гайдук, В. В. Кононов // *Вестник двигателестроения*. 2012. № 1. С. 196–200.
- [9] Влияние соотношения вольфрама к молибдену на механические свойства сплава ЖСЗЛС, оптимально легированного гафнием и танталом [Текст] / А. Д. Коваль, А. Г. Андриенко, С. В. Гайдук, В. В. Кононов // *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2012. № 1. С. 31–35.
- [10] Оптимизация режима термической обработки для сплава ЖСЗЛС, легированного гафнием и танталом [Текст] / А. Д. Коваль, А. Г. Андриенко, С. В. Гайдук, В. В. Кононов // *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2012. № 2. С. 15–19.
- [11] **Гайдук, С. В.** Исследование влияния гафния на фазовый состав литейного жаропрочного коррозионностойкого никелевого сплава с применением метода пассивного эксперимента [Текст] / С. В. Гайдук, В. В. Кононов // *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2014. № 1. С. 45–51.
- [12] **Орышч, И. В.** Разработка методики испытания жаропрочных сплавов в расплавах солей [Текст] / И. В. Орышч // *Защита металлов*. 1981. Т. 17, № 1. С. 74–79.
- [13] **Гайдук, С. В.** Комплексная расчетно-аналитическая методика для проектирования литейных жаропрочных никелевых сплавов [Текст] / С. В. Гайдук // *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2015. № 2. С. 92–103.
- [14] **Коломыцев, П. Т.** Газовая коррозия и прочность никелевых сплавов [Текст] / П. Т. Коломыцев. М. : Металлургия, 1984. 216 с.
- [15] **Орышч, И. В.** Влияние состава сульфатохлоридного расплава натрия на стойкость к высокотемпературной солевой коррозии никелевых сплавов [Текст] / И. В. Орышч // *Авиационная промышленность*. 1983. № 4. С. 50–52.

---

© О. М. Костін, Д. С. Гладченко  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. Н. О. Макаренко



**Vasyl  
P. Nechaev**  
Нечаєв  
Василь  
Павлович



**Anton  
O. Ryazantsev**  
Рязанцев  
Антон  
Олександрович

УДК 621.9.04:533.9: 621.791.947.5

## **THE STUDY OF POSSIBILITY OF PLASMA-ASSISTED MACHINING FOR SHIPBUILDING EQUIPMENT PARTS**

**ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПЛАЗМОВО-МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ  
ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СУДНОБУДУВАННЯ**

**DOI 10.15589/SMI. 2018.02.21**

**Vasyl P. Nechaev**

**В. П. Нечаєв**, канд. техн. наук, доц.  
docent.nechaev@gmail.com

ORC ID: 0000-0001-8817-8636

**Anton O. Ryazantsev**

**А. О. Рязанцев**, канд. техн. наук  
anton.ryazancev87@gmail.com

ORC ID: 0000-0001-6202-6511

*Kyryvi Rih National University, Kyryvi Rih*

*Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг*

**Abstract.** In this article, an analysis of the results of the plasma arc effect on the material of the stock of hard-to-machine materials was conducted and to substantiate the possibility of increasing the productivity of their treatment on metal-cutting machine tools, and a method for implementing the plasma-assisted machining (PAM) process was described. Details of modern equipment for shipbuilding are made of steels and alloys with increased mechanical characteristics, which lead to considerable difficulties in their processing on metal-cutting machines. The processing process is accompanied by increased resistance to cutting, high temperatures in the treatment area, rapid loss of cutting power of the tool. Reducing the negative effects of these factors is possible due to the application of high-temperature plasma heating of the allowance material. The heating of the work piece with a plasma arc causes a number of phenomena: an increase in the ability of the treated metal to plastic deformation; reducing its strength; the emergence of a system of structural transformations and thermal stresses in the surface layers of the work piece; melting of the superficial layer of allowance; change of friction parameters on contact surfaces of a work piece and tool, contact temperature; change in the chemical composition in the surface layers. The technical result from the use of the proposed model of plasma-assisted machining of cast and forged ingots and work pieces with solid casting crust, or from hard-working alloys, provides an improvement in their machining through the creation of an entire inlet section, due to thermal influences, austenitic or other structure that is significantly lower physical and mechanical properties, than the source material of the work piece. As a result, the period of stability of the cutting tool also increases. In real production conditions, it is necessary to comply with the requirements for a source of high-temperature plasma heating: the ability to control the size of the heating zone; no melting of the surface layer; ensuring uniform depth of structural transformations; achieving a rational microstructure of the hardened layer. The use of technology of plasma-assisted machining provides an increase in the productivity of processing work pieces from hard-to-machine materials that are used in shipbuilding, power and mining engineering.

**Keywords:** plasma-assisted machining; structural-phase transformations; allowance; thermal fields.

**Анотація.** Проаналізовано результати впливу плазмової дуги на матеріал припуску заготовок із важкооброблюваних матеріалів, обґрунтовано можливості підвищення продуктивності обробки на металорізальних верстатах, описано процес плазмово-механічної обробки (ПМО). Деталі сучасного обладнання для суднобудування виготовляють зі сталей і сплавів з підвищеними механічними характеристиками, що призводить до значних труднощів під час оброблення на металорізальних верстатах. Процес оброблення супроводжується підвищеним опором різанню, високими температурами в зоні оброблення, швидкою втратою різальної здатності інструмента. Зниження негативного впливу названих факторів є можливим завдяки застосуванню високотемпературного плазмового нагрівання матеріалу зрізаного припуску. Нагрівання заготовки плазмовою дугою викликає низку явищ: збільшення здатності оброблюваного

металу до пластичної деформації, зниження його міцності, виникнення системи структурних перетворень і термічних напружень у поверхневих шарах заготовки, розплавлення поверхневого шару припуску, зміна параметрів тертя на контактних поверхнях заготовки й інструмента, температури контакту, зміна хімічного складу в поверхневих шарах. Технічний результат від використання запропонованої моделі ПМО литих і кованих злитків та заготовок із твердою ливарною кіркою або важкооброблюваних сплавів забезпечує поліпшення оброблюваності шляхом створення по всьому перетину припуску за рахунок термічного впливу, аустенітної або іншої структури, яка має значно нижчі фізико-механічні властивості, ніж вихідний матеріал заготовки. Унаслідок цього також підвищується період стійкості різального інструменту. У реальних виробничих умовах необхідно дотримуватися вимог до джерела високотемпературного плазмового нагрівання: можливість регулювання розмірів зони нагрівання, відсутність оплавлення поверхневого шару, забезпечення рівномірної глибини структурних перетворень, досягнення раціональної мікроструктури зміцненого шару. Застосування технології ПМО забезпечує підвищення продуктивності обробки заготовок з важкооброблюваних матеріалів, які використовуються в суднобудуванні, енергетичному й гірничому машинобудуванні.

**Ключові слова:** плазмово-механічна обробка; структурно-фазові перетворення; припуск; теплові поля.

**Аннотация.** Проанализированы результаты воздействия плазменной дуги на материал припуска заготовок из труднообрабатываемых материалов, обоснованы возможности повышения производительности обработки на металлорежущих станках, описан процесс плазменно-механической обработки (ПМО). Детали современного оборудования для судостроения изготавливают из сталей и сплавов с повышенными механическими характеристиками, что приводит к значительным трудностям при обработке на металлорежущих станках. Процесс обработки сопровождается повышенным сопротивлением резке, высокими температурами в зоне обработки, быстрой потерей режущей способности инструмента. Снижение негативного воздействия названных факторов возможно благодаря применению высокотемпературного плазменного нагрева материала срезанного припуска. Нагрев заготовки плазменной дугой вызывает ряд явлений: увеличение способности обрабатываемого металла к пластической деформации, снижение его прочности, возникновение системы структурных преобразований и термических напряжений в поверхностных слоях заготовки, расплавление поверхностного слоя припуска, изменение параметров трения на контактных поверхностях заготовки и инструмента, температуры контакта, изменение химического состава в поверхностных слоях. Технический результат от использования предлагаемой модели ПМО литых и кованных слитков и заготовок из твердой литейной корки или труднообрабатываемых сплавов обеспечивает улучшение обрабатываемости путем создания по всему сечению припуска за счет термического воздействия, аустенитной или другой структуры, которая имеет значительно худшие физико-механические свойства, чем исходный материал заготовки. В результате также повышается период стойкости режущего инструмента. В реальных производственных условиях необходимо соблюдать требования к источнику высокотемпературного плазменного нагрева: возможность регулирования размеров зоны нагрева, отсутствие оплавления поверхностного слоя, обеспечение равномерной глубины структурных преобразований, достижение рациональной микроструктуры укрепленного слоя. Применение технологии ПМО обеспечивает повышение производительности обработки заготовок из труднообрабатываемых материалов, используемых в судостроении, энергетическом и горном машиностроении.

**Ключевые слова:** плазменно-механическая обработка; структурно-фазовые превращения; припуск; тепловые поля.

## References

- [1] Loladze, T. N. (1982). *Prochnost i iznosostoikost rezhushchego instrumenta* [Durability and quality wearing of the cutting tool]. M.: Mashynostroenie.
- [2] Poduraev, V. N. (1977). *Automaticheskii reguliruemye i kombinirovannye process rezania* [Automatically adjustable and combined cutting processes]. M.: Mashynostroenie.
- [3] Reznikov, A. N., Shateryn, M. A., Kunin, V. S., & Reznikov, L. A. (1986). *Obrabotka metallov rezaniem s plazmenym nagrevom* [Metal cutting with plasma heating]. M.: Mashynostroenie.
- [4] Nechaev, V. P., & Pozniakov, I. N. (1991). *Strukturnie prevrasheniya v srezaemom sloe pri plazmenno-mekhanicheskoy obrabotke* [Structural transformations in the cut layer during plasma-mechanical processing]. *Plazmotechnologia*, 35–37.
- [5] Bykhovskiy, B. G., Alekseev, K. P., Kunin, V. S., Vassyn, V. M., Nesterov, V. N., & Aleksandrov, V. A. Certificate of authorship USSR № 860936. *Sposob mekhanicheskoy obrabotki s podogrevom* [Method of machining with heating] /; stated 30.09.75, published 07.09.81, Bul. № 33.
- [6] Nechaev, V. P., & Ryazantsev, A. A. (2012). *Modifikatsiya svoystv poverhnostnyh sloev tiazhelonagruzhenyh detaley gornyh mashyn posredstvom plazmennogo uprochneniya* [Surface layers of mining machinery heavily loaded details properties modification by means of plasma hardening] // *Visnyk Kryvyi Rih National University: zbirnyk naukovykh prac* [collection of scientific papers], 32, 123–127.



**Постановка задачі.** Деталі сучасного технологічного встаткування для переробки мінеральної сировини виготовляють зі сталей і сплавів з підвищеними механічними характеристиками, що призводить до значних труднощів під час оброблення на металорізальних верстатах. Процес оброблення супроводжується підвищеним опором різанню, високими температурами в зоні оброблення, швидкою втратою різальної здатності інструмента.

Зниження негативного впливу названих факторів є можливим завдяки застосуванню високотемпературного плазмового нагрівання матеріалу зрізаного припуску.

Вивчення технологічних особливостей плазмово-механічної обробки заготовок деталей технологічного встаткування становить практичний і науковий інтерес, є актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Плазмова дуга як високотемпературне джерело нагрівання має широкі технологічні можливості, зокрема вона дозволяє реалізувати різноманітні способи оброблення металів, у яких плазма може виконувати функції інструмента (сплавка припуску) або функції джерела нагрівання, що передують зняттю припуску лезовим інструментом або поверхневою загартовуванню.

Нагрівання заготовки плазмовою дугою викликає низку явищ: збільшення здатності оброблюваного металу до пластичної деформації, зниження його міцності, виникнення системи структурних перетворень і термічних напружень у поверхневих шарах заготовки, розплавлення поверхневого шару припуску, зміна параметрів тертя на контактних поверхнях заготовки й інструмента, температури контакту, зміна хімічного складу в поверхневих шарах [1].

Характер і обсяг проходження перерахованих явищ залежить від теплофізичних властивостей оброблюваного матеріалу, швидкості відносного переміщення заготовки й джерела нагрівання, теплової потужності плазмової дуги. Змінюючи зазначені параметри, можна отримати збільшення ступеня прояву тієї сторони плазмового впливу на матеріал заготовки, домінування якої є доцільним у такому разі [2].

Процес плазмово-механічної обробки (ПМО), за якої поверхневі шари заготовки нагріваються до високих температур, близьких до температури плавлення металу, а потім видаляються різцем у пластичному стані, був запропонований Всесоюзним інститутом електрозварювального обладнання (ВНІЕСО) і ПО «Іжорський завод» [5], а в подальшому розроблялися ними з участю Ленінградського політехнічного інституту й кафедри технології машинобудування Криворізького національного університету [4].

Відомо, що найбільш сприятливі умови обробки середньолегованих сталей типу 5ХНМ і високомарганцевистих сталей типу 110Г13Л створюються за аустенітного переохолодженого стану припуску [3]. Під час вибору глибини різання, що дорівнює максимальній глибині структурних перетворень, вершина різального елемента перетинає на своєму шляху зону

нерозміцненого металу, що може призвести до інтенсивного зношування інструмента. Під час вибору ж глибини різання, що дорівнює мінімальній глибині перетворень, різання відбувається ефективно, однак на обробленій поверхні залишаються зони структурно зміненого (загартованого) металу, що не допускається вимогами до якості поверхневого шару готової деталі.

Спосіб, описаний вище [5], має низку недоліків. Так, розплавлений імпульсом плазмотрона метал у зоні стружкоутворювання не завжди віддаляється з неї, що погіршує процес стружкоутворювання. Крім цього, для того щоб запобігти кристалізації (пакування) розплавленого металу в зоні стружкорозподільної канавки, різець необхідно розташовувати в безпосередній близькості від плями нагрівання (2...5 см), що призводить до перегріву твердосплавного інструмента, його підвищеного зношування й зниження в цілому технологічних можливостей цього способу.

Крім того, розплавлення матеріалу заготовки призводить до утворення в атмосфері виробничого приміщення шкідливих аерозолів з окислів металу, що обмежене санітарними нормами.

Тому спочатку було необхідно сформулювати вимоги або критерії, яким має задовольняти джерело нагрівання в умовах цього способу обробки.

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — аналіз результатів впливу плазмової дуги на матеріал припуску заготовок із важкооброблюваних матеріалів і обґрунтування можливості підвищення продуктивності обробки на металорізальних верстатах.

**Основний матеріал.** Спосіб різання з плазмовим нагрівом, незважаючи на низку труднощів, пов'язаних з його застосуванням, найбільш продуктивний і економічний під час оброблення високолегованих матеріалів, особливо за умов великого перерізу зрізу. Для успішного впровадження у виробництво цього високопродуктивного процесу, вмілого дозування додаткової теплової енергії, оптимізації режимів ПМО слід урахувати фізичні явища, що виникають під час плазмово-механічного оброблення. Тому необхідно сформулювати вимоги або критерії, яким має задовольняти джерело нагрівання в умовах цього способу обробки.

Перша вимога до джерела нагрівання — можливість регулювання розмірів зони нагрівання. Друга вимога — відсутність оплавлення поверхневого шару. Третій критерій — забезпечення рівномірної глибини структурних перетворень. Четвертий — досягнення необхідної мікроструктури зміцненого шару [6].

В основу процесу розробки технологічних рекомендацій було покладено завдання підвищення продуктивності процесу різання й збільшення стійкості різального інструмента за рахунок застосування схеми нагрівання сканувальною плазмовою дугою, яка дозволяє реалізувати максимальний ККД нагрівання.

Технічний результат від використання запропонованої технології плазмово-механічної обробки литих

і кованих злитків та заготовок із твердою ливарною кіркою або з важкооброблюваних сплавів забезпечує поліпшення оброблюваності шляхом створення по всьому перетину припуску за рахунок термічного впливу, аустенітної або іншої структури, яка має значно більш низькі фізико-механічні властивості, ніж вихідний матеріал заготовки. Унаслідок цього також підвищується період стійкості різального інструменту.

Поставлене завдання вирішується за рахунок способу плазмового нагрівання припуску, яке вміщує поверхнєве плазмовє нагрівання поверхні різання без оплавлення за заданої сили струму, його знеміцнення припуску, переміщення його в зону обробки зі швидкістю різання й видалення різцем.

Згідно з розробленим способом нагрівання здійснюють дугою, спрямованою фронтально до поверхні різання й коливної щодо свого середнього положення із частотою зовнішнього змінного магнітного поля поперек вектора швидкості різання з амплітудою, що дорівнює 0,8...0,9 ширини поверхні різання. При цьому параметри режиму нагрівання встановлюють так, щоб забезпечити зміцнення структури поверхневого шару деталі на задану глибину, що дозволяє підвищити ефективність процесу різання й збільшити стійкість інструмента.

Значення швидкості різання, яка буде дорівнювати швидкості переміщення плазмової дуги щодо заготовки, встановлюють з урахуванням величини максимальної температури нагрівання припуску для забезпечення структурних перетворень на задану глибину без оплавлення поверхні заготовки:

$$V_p = \left( \frac{I \times U \times \eta}{\theta_{\max} \times b_n \times a_n \times \lambda} \right)^2 \times \frac{\omega \times b_n}{\pi},$$

де  $V_p$  — швидкість різання, м/хв;  $I$ ,  $U$  — сила струму і напруга плазмової дуги;  $\eta$  — тепловий ККД плазмової дуги;  $\theta_{\max}$  — максимальна температура нагрівання припуску ( $\theta_{\max} \leq \theta_{\text{плавл}}$ );  $b_n$ ,  $a_n$  — ширина й довжина плями нагрівання на поверхні різання, мм;  $\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності, Вт/см·°C;  $\omega$  — коефіцієнт температуропровідності, см<sup>2</sup>/с.

Цей спосіб обробки пояснюється схемою (рис. 1), на якій показано розташування джерела нагрівання й зони нагрівання щодо заготовки.

Джерелом плазмової дуги 3 обрано плазмотрон прямої дії 1. Плазмотрон оснащений магніто-відхиляючою системою 2, яка складається з двох охолоджуваних магнітопроводів, торці яких розташовані біля сопла плазмотрона й перпендикулярні до вектора швидкості різання. Магніто-відхиляюча система приєднана до регульованого джерела живлення змінного струму.

Спосіб реалізується в такий спосіб. Заготовка встановлюється на токарний верстат, на якому змонтований генератор плазми у вигляді однодугового плазмотрона постійного струму. Плазмоутворювальний газ — повітря. Щодо розташування плазмової дуги 3 щодо дугового каналу, а також щодо впливу дуги на оброблюваний матеріал він ставиться до

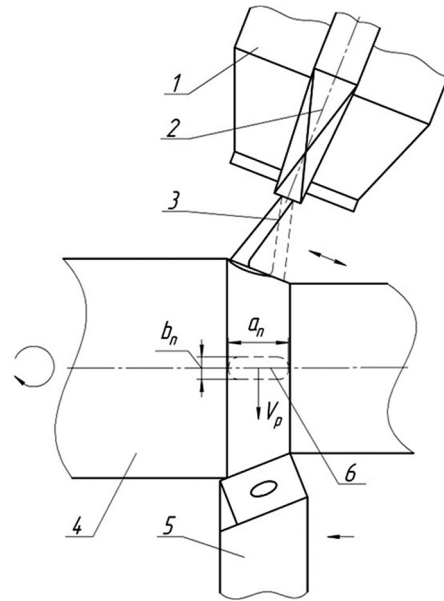


Рис. 1. Схема процесу плазмово-механічної обробки

плазмотронів прямої дії. Зниження локальності нагрівання плазмовою дугою здійснюється за рахунок накладення на потік генерованої плазми зовнішнього змінного магнітного поля. Для створення зовнішнього змінного магнітного поля плазмотрон повітряного різання 1 (ПВР-401) оснащують спеціальною магнітною системою. Плазмотрон генерує електричну дугу, яка горить між катодом плазмотрона й поверхнею різання на заготовці, а в місці контакту реалізує теплову потужність через опорну пляму контакту з розмірами  $a_n$  і  $b_n$ .

Крім того, у зазорі між торцями магнітопроводу 2 на дугу 3 впливають магнітним полем. А оскільки електрична дуга є провідником зі струмом, то в магнітному полі на неї діє сила Лоренца, яка відхиляє дугу в площині, паралельній торцям магнітопроводу 2 і перпендикулярно до вектора швидкості різання у токарній обробці заготовки. Таким чином, зміною напруги на котушках магнітної системи забезпечується можливість зміни величини сили Лоренца, а також змінюється величина відхилення плазмової дуги в магнітному полі. Так, під час сканування плазмової дуги із частотою струму в мережі (50 Гц) пляма нагрівання збільшується в розмірах, локальність нагрівання знижується, що дозволяє нагрівати заготовку без оплавлення її поверхні, а також забезпечує стабільність параметрів процесу плазмово-механічної обробки.

При цьому амплітуда сканування дуги  $a_n$  складає 0,8...0,9 від ширини площини різання. Менше значення амплітуди сканування плазмової дуги встановлюють для матеріалів заготовки з більшим значенням коефіцієнта теплопровідності (леговані сталі), а менше значення — для заготовок з меншим значенням коефіцієнта теплопровідності (титанові сплави), щоб уникнути дефектів на обробленій поверхні.

Так, на оброблюваній поверхні заготовки виникає область термічно знеміцненого металу, що дозволяє збільшати продуктивність механічної обробки різцем у забезпеченні стабільності параметрів процесу плазмового нагрівання внаслідок відсутності оплавлення поверхні заготовки, зменшення ступеня перегріву різця і збільшення його періоду стійкості.

**ВИСНОВКИ.** Проаналізовано результати впливу плазмової дуги на матеріал припуску заготовок з важкооброблюваних матеріалів і обґрунтовано можливості підвищення продуктивності обробки на металорізальних верстатах, описано спосіб здійснення процесу плазмово-механічної обробки.

У реальних виробничих умовах необхідно дотримуватися таких вимог до джерела високотемпературного плазмового нагрівання, як можливість регулювання розмірів зони нагрівання, відсутність оплав-

лення поверхневого шару, забезпечення рівномірної глибини структурних перетворень, досягнення необхідної мікроструктури зміцненого шару.

Технічний результат від використання пропонованої моделі плазмово-механічної обробки литих і кованих злитків та заготовок із твердою ливарною кіркою або з важкооброблюваних сплавів забезпечує поліпшення оброблюваності шляхом створення по всьому перетину припуску за рахунок термічного впливу, аустенітної або іншої структури, яка має більш низькі фізико-механічні властивості, ніж вихідний матеріал заготовки. Унаслідок цього також підвищується період стійкості різального інструменту.

Застосування технології плазмово-механічної обробки забезпечує підвищення продуктивності обробки заготовок з важкооброблюваних матеріалів, які використовуються в суднобудуванні, енергетичному й гірничому машинобудуванні.

### Список літератури

- [1] Лоладзе, Т. Н. (1982). *Прочность и износостойкость режущего инструмента*. Москва: Машиностроение.
- [2] Подураев, В. Н. (1977). *Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания*. Москва: Машиностроение.
- [3] Резников, А. Н., Шатерин, М. А., Кунин, В. С., & Резников, Л. А. (1986). *Обработка металлов резанием с плазменным нагревом*. Москва: Машиностроение.
- [4] Нечаев, В. П., & Позняков, И. Н. (1991). Структурные превращения в срезаемом слое при плазменно-механической обработке. *Плазмотехнология*, 35–37.
- [5] Быховский, Б. Г., Алексеев, К. П., Кунин, В. С., Вассин, В. М., Нестеров, В. Н., & Александров, В. А. А.с. СССР № 860936. *Способ механической обработки с подогревом*; заяв. 30.09.75, опубл. 07.09.81, Бюл. № 33.
- [6] Нечаев, В. П., & Рязанцев, А. А. (2012). Модификация свойств поверхностных слоев тяжело нагруженных деталей горных машин посредством плазменного упрочнения. *Вісник Криворізького національного університету: зб. наук. праць*, 32, 123–127.

---

© В. П. Нечаев, А. О. Рязанцев  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. Ф. Квасницький



Igor  
A. Mirchuk  
Мирчук  
Игорь  
Анатольевич

УДК 621.319

## HALOGEN-FREE COMPOUNDS FOR WIRE AND CABLE: ADVANTAGES, FLAWS AND FEATURES OF APPLICATION

### БЕЗГАЛОГЕННЫЕ КОМПОЗИЦИИ ДЛЯ КАБЕЛЬНО-ПРОВОДНИКОВОЙ ПРОДУКЦИИ: ПРЕИМУЩЕСТВА, НЕДОСТАТКИ И ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.22

Igor A. Mirchuk

И. А. Мирчук, аспирант.

garik710@ukr.net

ORC ID: 0000-0002-8025-0186

*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv  
Ukraine Scientific-Research Institute of Cable Industry, Berdiansk*

*Національний технічний університет «Харьковский политехнический  
институт», г. Харьков*

*Украинский научно-исследовательский институт кабельной промышленности,  
г. Бердянск*

**Abstract.** The requirements of international standards for electrical, physical, mechanical and other characteristics of polymeric materials for the insulation and sheath of power, control, instrumentation and telecommunication cables for shipboard and mobile or stationary offshore units are given. The tests result of fire hazard characteristics such as: oxygen index, coefficient of smoke emission during burning and smoldering, resistance to the vertical flame spread of vertically-mounted bunched cables, toxicity, etc. for cables and polymeric materials which used in the cable industry are shown. Due to the filling of the polymer matrix with flame retardants, halogen-free flame-retardant compounds have a higher melt viscosity than polyethylene or PVC, this must be considering during processing. Filling with flame retardants reduces physical and mechanical properties, specific volume resistivity of the polymer compound, however, improves the resistance to the flame spread and reduces smoke emission, as a separate structural polymer material, and cables in general. Based on the test results for vertical flame spread of vertically-mounted bunched cables, the important part of the ability of halogen-free flame retardant compounds is to form after burning a hard solid layer of ash, which preventing further flame propagation through the cable, is noted. Rheological, physical, mechanical properties and fire hazard characteristics of filled halogen-free compounds for insulation and sheath of cable are considered. It is shown advantages and disadvantages of halogen-free compounds in comparison with other composite materials used in cable technology, as well as their importance for producing modern fire-proof cables and wires.

**Keywords:** polyvinyl chloride compound; polyethylene; magnesium hydroxide; aluminum hydroxide; rheological properties; effective viscosity; shear stress; limited oxygen index; smoke coefficient; total heat release.

**Анотація.** Наведено вимоги міжнародних стандартів до електричних, фізико-механічних та інших характеристик полімерних матеріалів для ізоляції та оболонки кабелів силових, контрольних, керування й передачі даних, що використовуються на судах і прибережних мобільних або стаціонарних установках. Показано результати випробувань полімерних матеріалів, що застосовуються в кабельній промисловості, а також готових кабелів у низці таких пожежних характеристик, як кисневий індекс, коефіцієнт димотворення під час горіння та тління, стійкість до поширення полум'я, вертикально розташованого пучка кабелів, токсичності та ін. Розглянуто реологічні, фізико-механічні й пожежні властивості наповнених безгалогенних композицій для ізоляції та оболонки кабелів. Унаслідок наповнення полімерної матриці антипіренами безгалогенні композиції, що не розповсюджують горіння, мають більш високу в'язкість розплаву, ніж поліетилен і ПВХ пластмаси, що необхідно враховувати під час переробки у виріб. Наповнення антипіренами призводить до зниження питомого об'ємного електричного опору полімерної композиції, зниження її фізико-механічних параметрів, однак це дозволяє підвищити стійкість до розповсюдження горіння і знизити утворення диму як

конструкційного полімерного матеріалу окремо, так і кабельної продукції в цілому. На підставі отриманих результатів випробувань на стійкість до горіння кабелів, що прокладені пучком, відзначено важливу роль здатності безгалогенних композицій, що не розповсюджують горіння, до створення твердого цілісного шару золи після згорання, який перешкоджає подальшому поширенню полум'я кабелем. Виділено переваги та недоліки безгалогенних композицій порівняно з іншими композиційними матеріалами, що використовуються в кабельній техніці, а також важливість для створення сучасних пожегобезпечних кабелів та проводів.

**Ключові слова:** полівінілхлоридний пластикат; поліетилен; гідроксид магнію; гідроксид алюмінію; реологічні властивості; ефективна в'язкість; напруження зсуву; кисневий індекс; коефіцієнт димоутворення; сумарне тепловиділення.

**Анотація.** Приведены требования международных стандартов к электрическим, физико-механическим и другим характеристикам полимерных материалов для изоляции и оболочки кабелей силовых, контрольных, управления и передачи данных, используемых на судах и прибрежных мобильных или стационарных установках. Показаны результаты испытаний полимерных материалов, применяемых в кабельной промышленности, а также готовых кабелей по ряду таких пожарных характеристик, как кислородный индекс, коэффициент дымообразования при горении и тлении, стойкость к распространению пламени, вертикально расположенного пучка кабелей, токсичности и др. Рассмотрены реологические, физико-механические свойства и пожарные характеристики наполненных безгалогенных композиций для изоляции и оболочки кабелей. Вследствие наполнения полимерной матрицы антипиренами безгалогенные не распространяющие горение композиции имеют более высокую вязкость расплава, чем полиэтилены и ПВХ пластикаты, что необходимо учитывать при их переработке в изделие. Наполнение антипиренами приводит к снижению удельного объемного электрического сопротивления полимерной композиции, снижению её физико-механических параметров, однако это позволяет повысить стойкость к распространению горения и снизить дымовыделение как отдельного конструкционного полимерного материала, так и кабельной продукции в целом. На основании полученных результатов испытаний на стойкость к горению кабелей, проложенных пучком, отмечена важная роль способности безгалогенных не распространяющих горение материалов к образованию после сгорания твердого целостного слоя зола, препятствующего дальнейшему распространению пламени по кабелю. Выделены преимущества и недостатки безгалогенных композиций по сравнению с другими композиционными материалами, применяемыми в кабельной технике, а также их важность для создания современных пожаробезопасных кабелей и проводов.

**Ключевые слова:** поливинилхлоридный пластикат; полиэтилен; гидроксид магния; гидроксид алюминия; реологические свойства; эффективная вязкость; напряжение сдвига; кислородный индекс; коэффициент дымообразования; суммарное тепловыделение.

## References

- [1] Chulyeyeva, O. V. (2017). Vplyv napovnyuvachiv-antypireniv na reologichni vlastyosti kompozycijnyh materialiv kopolimeru etylenu z vinilacetatom [Influence of antipyrens on the rheological properties of composite materials based on ethylene-vinyl acetate copolymer]. *Sxidno-Yevropejs'kyj zhurnalпередovyh tehnologij*, 4/1, 32–37.
- [2] DSTU 4809:2007 (2007). *Izolovani provody ta kabeli. Vymogy pozhezhnoyi bezpeky ta metody vyprobuvannya* [Insulated wires and cables. Fire safety requirements and test methods]. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukrainy.
- [3] GOST 12.1.044–89 OSSS (1990). *Pozharovzryvoopasnost' veshchestv i materialov* [Fire and explosion hazard of substances and materials]. Moskva: Izdatel'stvo standartov.
- [4] Horn, W. E., Jr. (2000). *Inorganic hydroxides and hydroxycarbonates: their function and use as flame retardant additives. Fire Retardancy of Polymeric Materials*. New York: Marcel Dekker.
- [5] IEC 60092–350:2014 (2014). *Electrical installations in ships*. — Part 350: General construction and test methods of power, control and instrumentation cables for shipboard and offshore applications. Edition 4.0.
- [6] IEC 60092–360:2014 (2014). *Electrical installations in ships*. — Part 360: Insulating and sheathing materials for shipboard and offshore units, power, control, instrumentation and telecommunication cables. Edition 1.0.
- [7] IEC 60754–1:2011 (2011). *Test on gases evolved during combustion of materials from cables*. — Part 1: Determination of the halogen acid gas content. Edition 3.0.
- [8] IEC 60754–2:2011 (2011). *Test on gases evolved during combustion of materials from cables*. — Part 2: Determination of acidity (by pH measurement) and conductivity. Edition 2.0.
- [9] IEC 60684–2:2011 (2011). *Flexible insulating sleeving*. — Part 2: Methods of test. Edition 3.0.
- [10] Kamenskij, M. K., Meshchanov, G. I., & Frik, A. A. (2017). Kabeli i provoda požarobezopasnogo ispolneniya. Sovremennoe sostoyanie i tendencii razvitiya [Fireproof cables and wires. Current state and development trends]. *Kabeli i provoda*, Specvypusk, 30–35.

- [11] Lina, V., & Chamov, A. V. (2003). Ekstruziya polimerov, ne podderzhivayushchih gorenje [Extrusion of flame retardant polymers]. *Kabeli i provoda*, 6, 16–20.
- [12] Mazyiar, Sabet, Azman, Hassan, Mat, Uzir Wahit, & Chantara, Thevy Ratnam (2009). Thermal characterization of alumina trihydrate (ATH) and flammability studies of ATH filled low density polyethylene. *Journal of industrial technology*, 18 (1), 83–93.
- [13] Mihajlin, Ju. A. (2011). *Тепло-, термо- и огнестойкость полимерных материалов* [Heat, thermal and flame resistance of polymeric materials]. Saint Petersburg: Nauchnye osnovy i tehnologii [in Russian].
- [14] Peshkov, I. B. (2013). *Materialy kabel'nogo proizvodstva* [Materials for cable production]. Moskva: Mashinostroenie [in Russian].
- [15] Vlasov, S. V., Kandyrin, L. B., & Kuleznev, V. N. (2006). *Osnovy tekhnologii pererabotki plastmass* [Basics of plastics processing technology]. Moskva: Mir. Publ [in Russian].

**Постановка задачи.** С ростом насыщенности судов кабельно-проводниковой продукцией потребителями предъявляются все более жесткие требования к электрическому, механическому и, в особенности, пожарным характеристикам как отдельных кабелей, так и кабельных трасс в целом.

К основным параметрам, характеризующим пожарную безопасность кабелей, можно отнести:

- стойкость к распространению горения при одностороннем расположении кабеля и прокладке пучком;
- малое дымовыделение при горении;
- низкая коррозионная активность газов, выделяемых при горении кабеля (отсутствие галогенсодержащих газов);
- огнестойкость (сохранение работоспособности кабеля в условиях воздействия на него пламени) и др. [2, с. 3–4; 5, с. 37–38].

Длительное время при изготовлении стойких к распространению горения кабелей применяли поливинилхлоридные композиции пониженной горючести, которые при горении выделяли значительное количество дыма, в составе которого в большом количестве содержался хлор и его соединения (галогены).

Выделение галогенсодержащих газов является крайне нежелательным, т. к. при их взаимодействии с влагой воздуха образуются кислоты, которые впоследствии, даже на значительном удалении от зоны пожара, конденсируются на различном электрооборудовании, в том числе, обеспечивающем функционирование важных систем пожаротушения и эвакуации, выводя их из строя.

Такие кабели хотя и применяются на судах, в различных областях промышленного строительства, но современным требованиям пожарной безопасности в полной мере уже не соответствуют.

Выполнение более жестких требований по пожарной безопасности кабелей стало возможным благодаря новому классу материалов — безгалогенным композициям.

**ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ** — анализ преимуществ и недостатков безгалогенных композиций по сравнению с другими материалами, которые используются для изоляции и оболочек кабелей, на основании имеющейся информации и результатов

испытаний, проведенных в лаборатории ПрАО «УкрНИИКП», оценка и обоснование целесообразности применения безгалогенных композиций при изготовлении кабельно-проводниковой продукции.

**Основной материал.** Термин «безгалогенная композиция» не является строгим обозначением полимера как, например, полиэтилен или полипропилен, однако этот термин сильно укоренился в кабельной отрасли, потому представляет собой отдельный класс материалов с повышенной стойкостью к распространению горения.

Как следует из названия, безгалогенные композиции — это полимерные материалы, в составе которых отсутствуют или имеются в очень малом количестве (менее 0,5 % масс.) галогены и которые имеют повышенную стойкость к распространению горения при воздействии пламени.

Безгалогенные композиции, как правило, изготавливаются на основе полиолефинов — полиэтилена или сополимеров этилена (этилен-винилацетат, этилен-акрилат и др.) с введением в полимерную матрицу антипиренов и других добавок, повышающих стойкость материала к горению, а также лучшему диспергированию наполнителей в полимере [14, с. 121].

Наиболее широко в качестве базового полимера для безгалогенных композиций используется этилен-винилацетат (EVA) — сополимер этилена с винилацетатом (рис. 1).

Физико-механические и химические свойства данного сополимера определяет соотношение содержания этиленовых и винилацетатных звеньев.

С увеличением в сополимере доли винилацетатных звеньев повышается плотность, прозрачность, эластичность (каучукоподобное состояние), стой-

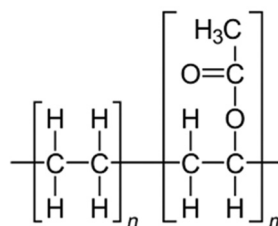


Рис. 1. Структурная формула молекулы EVA

кость к воздействию масел, озону, однако снижается прочность при растяжении, теплостойкость, твердость, кристалличность.

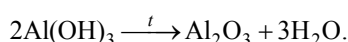
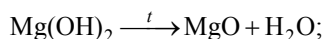
С уменьшением содержания винилацетатных звеньев и увеличением этиленовых сополимер обладает свойствами, характерными для полиэтилена низкой плотности.

Для обеспечения высокой стойкости к распространению горения полимер наполняют большим количеством (до 70 масс. %) неорганических антипиренов [13, с. 226]. Введение антипиренов позволяет значительно повысить кислородный индекс (LOI) материала, характеризующий минимальное содержание кислорода в азотно-кислородной смеси газов, при котором возможно свечное горение материала: чем больше содержание антипирена, тем выше LOI конечной композиции.

Однако с повышением степени наполнения антипиренами снижаются физико-механические характеристики полимера. Именно благодаря высоким исходным (до введения антипиренов) физико-механическим свойствам, высокой совместимости с различными наполнителями и широкими возможностями выбора свойств базового полимера (путем варьирования содержания ацетатных групп), EVA сополимеры широко применяются в качестве полимерной основы при изготовлении безгалогенных композиций.

В качестве антипиренов для безгалогенных композиций с пониженным дымовыделением в основном используют гидроксид алюминия  $Al(OH)_3$  и гидроксид магния  $Mg(OH)_2$ . Широко применяемые галогенсодержащие антипирены в данных композициях применяться не могут по определению.

Механизм действия гидроксидов металлов следующий: при воздействии пламени и, как следствие, повышения температуры, антипирен, входящий в их состав, разлагается с выделением негорючих газов:



Выделение газообразной воды, а также эндотермический процесс деструкции материала и разложения антипирена снижают температуру и концентрацию выделяемых газообразных горючих продуктов в приграничной предпламенной зоне, что замедляет процесс распространения пламени по кабелю [13, с. 217].

Гидроксид алюминия (АГН) более широко используется при изготовлении безгалогенных композиций, однако по сравнению с гидроксидом магния его разложение происходит при меньшей температуре (рис. 2), что оказывает влияние на температурные режимы переработки безгалогенных композиций.

#### Особенности переработки, реологические свойства

Как известно, эффективная вязкость  $\eta$  расплава прямо пропорциональна напряжению сдвига  $\tau$  и обратно пропорциональна скорости сдвига  $\dot{\gamma}$  [7, с. 580]:

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}_c}.$$

Большинство безгалогенных не распространяющих горение композиций имеют вязкость расплава выше, чем у композиций полиэтилена или ПВХ. Это объясняется высоким наполнением полимерной матрицы антипиренами: чем оно выше, тем выше напряжение сдвига (рис. 3) [1, с. 35].

В свою очередь, чем выше вязкость расплава и напряжение сдвига, тем большее количество теплоты  $Q$  выделяется в процессе экструзии:

$$Q \approx \eta \cdot \dot{\gamma}_c^2.$$

Из приведенного следует, что при переработке безгалогенных композиций в результате больших сдвиговых напряжений происходит более интенсивный саморазогрев расплава материала.

На рис. 4 приведено влияние температуры и длительности ее воздействия на количество выделяемой воды при разложении гидроксида алюминия [12, с. 89].

Из представленных данных видно, что при нахождении материала с гидроксидом алюминия в экструдере более 5 мин при температуре 180 °С может начинаться выделение воды в газообразном состоянии и, как следствие, образование пор в материале.

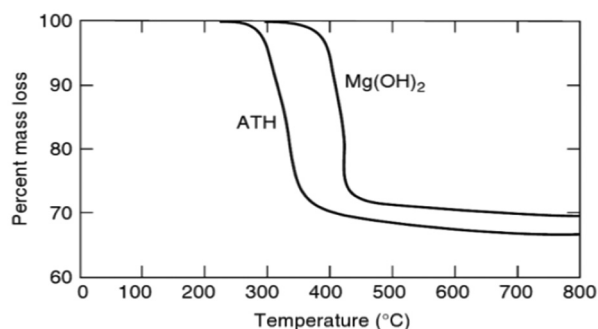


Рис. 2. Термогравиметрические кривые разложения гидроксида алюминия (АГН) и гидроксида магния [4, с. 285]

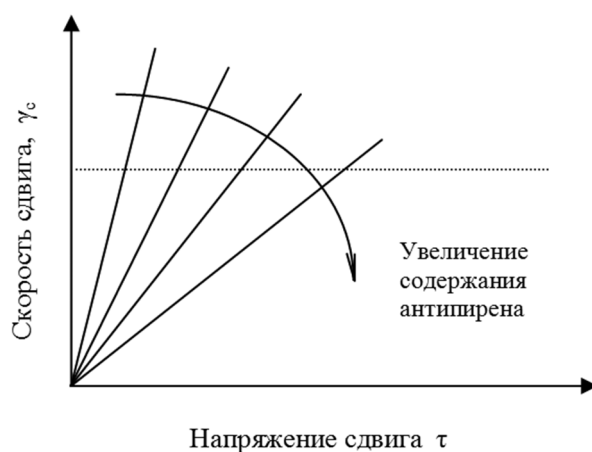


Рис. 3. Графическое изображение зависимости скорости и напряжения сдвига от степени наполнения полимера

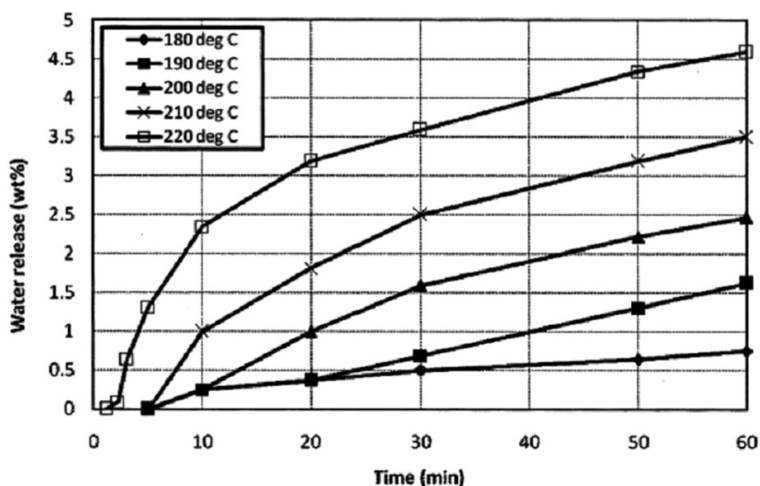


Рис. 4. Разложение гидроксида алюминия при различных температурно-временных условиях

По вышеуказанным причинам экструдеры для переработки безгалогенных композиций оснащаются более мощными приводами, точными системами контроля температуры, специальными шнеками с  $L/D = 20...24$ , низкой компрессией 1:1,2 и низкой фрикционной нагрузкой для исключения возникновения дополнительного сопротивления потоку расплава полимера. Каналы для расплава полимера в головке экструдера также делают таким образом, чтобы сопротивление расплаву было минимальным (с большой глубиной) [11, с. 20].

Максимальную температуру переработки безгалогенных композиций, как правило, определяет то, какой из антипиренов входит в ее состав. Температура расплава безгалогенных композиций с гидроксидом алюминия не должна превышать 170...180 °C, композиции с гидроксидом магния допускают переработку при температурах до 220...230 °C.

#### Электрические и физико-механические свойства

В [5, с. 37] и детально в [6, с. 9–17] установлены требования к безгалогенным композициям для изоляции и оболочки судовых кабелей (табл. 1–4).

Наполнение полимерной матрицы антипиренами оказывает значительное влияние на электрические и физико-механические свойства получаемого материала. С увеличением степени наполнения полимера антипиренами снижаются его прочность при разрыве, относительное удлинение, удельное объемное электрическое сопротивление, морозостойкость.

Как видно из табл. 2–4, нормируемые значения удельного объемного электрического сопротивления, сопротивления изоляции, относительного удлинения при разрыве для наполненных безгалогенных композиций (HF 90, SHF 1, SHF 2) снижены по сравнению с другими материалами на основе полиолефинов, таки-

Таблица 1. Типы материалов для изоляции и оболочки судовых кабелей

Тип материала	Обозначение	Максимально допустимая температура на токопроводящей жиле (°C) при режимах работы кабеля	
		Нормальный режим работы	Короткое замыкание
Для изоляции			
На основе этилен-пропиленовой резины или аналогичного материала	EPR	90	250
На основе высокомодульной или повышенной твердости этиленпропиленовой резины	HEPR	90	250
На основе сшитого полиэтилена	XLPE	90	250
На основе сшитого полиолефинового материала	HF 90	90	250
На основе силиконовой резины	S 95	95	350*
Для оболочки			
Резины на основе хлорированного или хлорсульфированного полиэтилена	SH	90	–
Резины на основе хлоропренового каучука	SE	90	–
Сшитая безгалогенная композиция	SHF 2	90	–
Термопластичная безгалогенная композиция	SHF 1	90	–
Поливинилхлоридный пластикат	ST 2	90	–

\*Значение не распространяется на кабели с жилой из луженой медной проволоки и применимо только для силовых кабелей.



Таблица 2. Требования к физико-механическим параметрам материалов для оболочек судовых кабелей

Наименование параметра	Значение параметра				
	SH	SE	SHF 2	SHF 1	ST 2
1. Механические параметры до старения					
1.1. Прочность при растяжении, не менее, Н/мм <sup>2</sup>	10,0	10,0	9,0	9,0	4,2
1.2. Относительное удлинение, не менее, %	250	300	120	120	200
2. Механические характеристики после старения:					
– температура, °С	100	100	120	100	135
– продолжительность воздействия, ч	168	168	168	168	168
2.1. Прочность при растяжении:					
– минимальное значение, Н/мм <sup>2</sup>	–	–	–	7,0	–
– отклонение, не более, %	±30	±25	±30	±30	±30
2.2. Относительное удлинение при разрыве:					
– минимальное значение, %	–	250	–	110	–
– отклонение, %, не более	±30	±40	±30	±30	±30
3. Испытание на тепловую деформацию					
– температура, °С	200	200	200		
– продолжительность воздействия, ч	15	15	15		
– механическое напряжение, Н/см <sup>2</sup>	20	20	20	–	–
3.1. Удлинение под нагрузкой, не более, %	175	175	175		
3.2. Остаточная деформация, %	15	15	25	–	–
4. Стойкость к воздействию масел					
– температура, °С	100	100	100		
– продолжительность воздействия, ч	24	24	24	–	–
4.1. Изменение прочности при растяжении, %	±40	±40	±40		
4.2. Изменение относительного удлинения, %	±40	±40	±40	–	–

Таблица 3. Требования к физико-механическим параметрам изоляционных композиций для судовых кабелей

Наименование параметра	Значение параметра				
	EPR	HEPR	XLPE	HF 90	S 95
1. Механические параметры до старения					
1.1. Прочность при растяжении, не менее, Н/мм <sup>2</sup>	4,2	8,5	12,5	9,0	7,0
1.2. Относительное удлинение при разрыве, не менее, %	200	200	200	120	150
2. Механические характеристики после старения:					
– температура, °С	135	135	135	135	200
– продолжительность воздействия, ч	168	168	168	168	240
2.1. Прочность при растяжении:					
– минимальное значение, Н/мм <sup>2</sup>	–	–	–	–	5,5
– отклонение, не более, %	±30	±30	±25	±30	–
2.2. Относительное удлинение при разрыве:					
– минимальное значение, %	–	–	–	100	120
– отклонение, %, не более	±30	±30	±25	±30	–
3. Испытание на тепловую деформацию:					
– температура, °С	250	250	200	200	250
– продолжительность воздействия, ч	15	15	15	15	15
– механическое напряжение, Н/см <sup>2</sup>	20	20	20	20	20
3.1. Удлинение под нагрузкой, не более, %	175	175	175	175	175
3.2. Остаточная деформация после снятия нагрузки, %	15	15	15	15	25

Таблица 4. Требования к электрическим параметрам изоляционных композиций для судовых кабелей

Наименование параметра	Тип изоляционного материала				
	EPR	HEPR	XLPE	HF 90	S 95
Удельное объемное электрическое сопротивление $\rho$ (Ом·см):					
– при 20 °С, не менее	$1,0 \times 10^{15}$	$1,0 \times 10^{15}$	$1,0 \times 10^{15}$	$1,5 \times 10^{14}$	$5,0 \times 10^{13}$
– при максимальной рабочей температуре, не менее	$1,0 \times 10^{12}$	$1,0 \times 10^{12}$	$1,0 \times 10^{12}$	$1,5 \times 10^{11}$	$5,0 \times 10^{10}$
Увеличение емкости при переменном токе после погружения в воду при 50 °С (%):					
– между концом 1-го и концом 14-го дня, не более	15	15	–	15	15
– между концом 7-го и концом 14-го дня, не более	5	5	–	5	5

ми, как этиленпропиленовая резина (EPR), высоко-модульная или повышенной твердости этиленпропиленовая резина (HEPR), сшитый полиэтилен (XLPE).

### Пожарные характеристики

К основным характеристикам безгалогенных композиций, характеризующим их поведение при воздействии огня, относят отсутствие галогенов, горючесть, коэффициент дымообразования при горении и тлении, токсичность [2, с. 3–4].

1. *Отсутствие галогенов* в безгалогенных композициях подтверждают комплексом испытаний согласно требованиям [7–9].

Согласно установленным нормам, материал считается безгалогенным при выполнении следующих условий:

– содержание хлора (Cl) и брома (Br) в газах, выделяемых при горении материала, не более 0,5 % (метод испытаний согласно IEC 60754-1);

– содержание фтора (F) в газах, выделяемых при горении материала, не превышает 0,1 % (метод испытаний согласно IEC 60684-2);

– pH и удельная проводимость водного раствора газов, выделяемых при горении материалов, должны быть не менее 4,3 и не более 10 мкСм/мм соответственно (метод испытаний согласно IEC 60754-2).

2. *Горючесть материалов*, как правило, определяют путем измерения их кислородного индекса. Кислородный индекс для безгалогенных материалов не нормируется, но предпочтительным является применение материалов с более высоким значением LOI.

Как правило, в пожаробезопасных кабелях применяют безгалогенные композиции со следующими значениями LOI:

– для оболочки – 35–45;

– для изоляции – 28–34 (сказывается снижение диэлектрических характеристик с увеличением степени наполнения полимера антипиренами);

– для заполнения – 45–60.

Поскольку к материалу для заполнения не предъявляются требования по диэлектрическим и физико-механическим параметрам, то при изготовлении таких полимерных композиций есть возможность введения антипиренов в значительно большем количестве, что позволяет повысить негорючесть как самого материала, так и кабеля в целом.

Следует отметить, что стойкость кабелей к распространению горения не находится в прямой зависимости от величины LOI, применяемых в нем материалов. Кислородный индекс хоть и является достаточно информативным показателем степени горючести материала, однако применение композиций с высоким LOI не гарантирует соответствие кабеля требованиям соответствующих стандартов по стойкости к горению.

На основании значительного количества испытаний различных кабелей на стойкость к горению в пучке (по IEC 60332-3-22, категория А), проведенных в ПрАО «УкрНИИКП», можно сделать вывод,

что не менее важной характеристикой материала является его способность образовывать после сгорания твердый каркас из золы (рис. 5).

Такая скоксовавшаяся масса предотвращает проникновение пламени в нижележащие слои кабеля и препятствует его дальнейшему распространению по кабелю.

3. *Коэффициент дымообразования* — показатель, характеризующий оптическую плотность дыма, образующегося при пламенном горении или термоокислительной деструкции (тлении) определенного количества материала в условиях специальных испытаний [3, с. 10].

Различают три группы материалов по дымообразующей способности в зависимости от коэффициента дымообразования (табл. 5).

Как видно из результатов испытаний (табл. 6), проведенных в ПрАО «УкрНИИКП» по ГОСТ 12.1.044–89, безгалогенные композиции характеризуются умеренной дымообразующей способностью и выделяют значительно меньшее количество дыма по сравнению с полиэтиленом.

Проведенный комплекс испытаний по IEC 61034-2 готовых кабелей показал, что значительное влияние на дымовыделение оказывает упомянутая выше способность материалов (в особенности оболочки) к коксованию после сгорания. Образование кокса препятствует проникновению пламени во внутренние слои кабеля, тем самым снижая количество сгоревшего материала и, соответственно, выделившегося дыма.

4. *Токсичность* — показатель, характеризующий отношение количества материала к единице объема замкнутого пространства, в котором образующиеся при горении материала газообразные продукты вызывают гибель 50 % подопытных животных [3, с. 11].

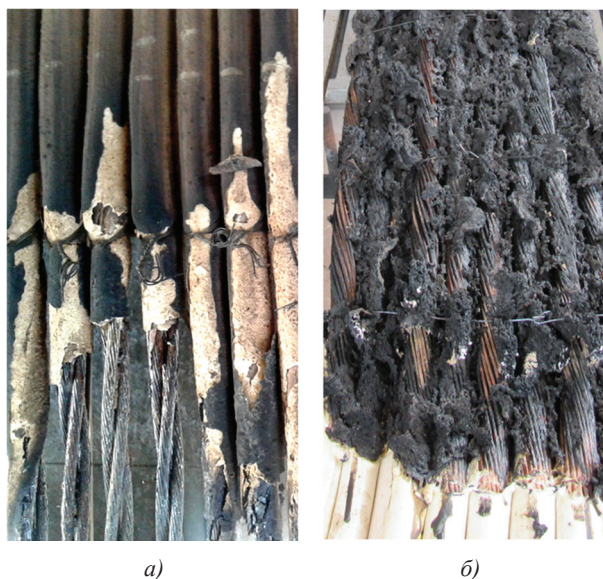


Рис. 5. Состояние оболочки после испытаний кабелей на стойкость к горению в пучке:

а) оболочка из безгалогенной композиции (имеет целостный вид); б) оболочка из ПВХ пластика марки ON3-40 (сгоревшая оболочка в виде отдельных агломератов)

Различают четыре класса опасности материалов по показателю токсичности (табл. 7).

Испытания проводят, как правило, при времени экспозиции 30 минут.

Как и в случае с показателем дымовыделения, токсичность безгалогенных композиций (умеренно-опасные) значительно ниже, чем у полиэтиленов (высокоопасные).

5. Показатели пожарной опасности материалов, определяемые методом кон-калориметрии

За последние годы, в связи с разработкой и внедрением современных видов испытательного оборудования, для оценки пожаробезопасных свойств материалов определяют и другие характеристики, такие, как скорости тепловыделения и выгорания материала, потеря массы. Такие испытания проводятся методом кон-калориметрии по ISO 5660-1.

На рис. 6 и 7 представлены результаты сравнительных испытаний безгалогенной композиции марки Винтес 2010 и ПВХ пластиката пониженной пожарной опасности марки Лоусгран 2110, проведенных методом кон-калориметрии в ОАО «ВНИИКП».

Как видно из представленных данных, суммарное дымовыделение безгалогенной композиции Винтес 2010 ниже в 1,5 раза, чем у ПВХ пластиката Лоусгран 2110. Примерно такое же соотношение, только в пользу ПВХ пластиката, наблюдается при сравнении тепловыделения этих двух материалов для оболочек кабелей.

Меньшее выделение тепла при горении ПВХ пластиката является следствием эндотермической реакции выделения хлористого водорода в дополнение к другим негорючим газам, выделяемых при разложении антипиренов, которые входят в состав не

Таблица 5. Классификация материалов по дымообразующей способности

Дымообразующая способность материала	Коэффициент дымообразования $D_m$ , м <sup>2</sup> /кг
Малая	До 50
Умеренная	50–500
Высокая	Свыше 500

Таблица 6. Результаты определения противопожарных характеристик кабельных материалов

Материал	LOI	Коэффициент дымообразования $D_m$ , м <sup>2</sup> /кг	Показатель токсичности $H_{CL50}$ , г/м <sup>3</sup> (30 мин)
ПЭ 102-57	18...19	917	28,7
Безгалогенные композиции для изоляции			
Винтес 1110	32...35	313	40...120
СС 7760	34	205	92,7
Безгалогенные композиции для оболочки			
Винтес 2010	45	355	40...120
CONGuard S 6645	45	250	77,5
Безгалогенные композиции для заполнения			
Винтес 3020	50	180	40...120
СС 5212	55	105	135

Таблица 7. Классификация материалов по токсичности

Класс опасности	$H_{CL50}$ , г/м <sup>3</sup> , при времени экспозиции, мин			
	5	15	30	60
Чрезвычайно опасные	До 25	До 17	До 13	До 10
Высокоопасные	25...70	17...50	13...40	10...30
Умеренноопасные	70...210	50...150	40...120	30...90
Малоопасные	≥ 210	≥ 150	≥ 120	≥ 90

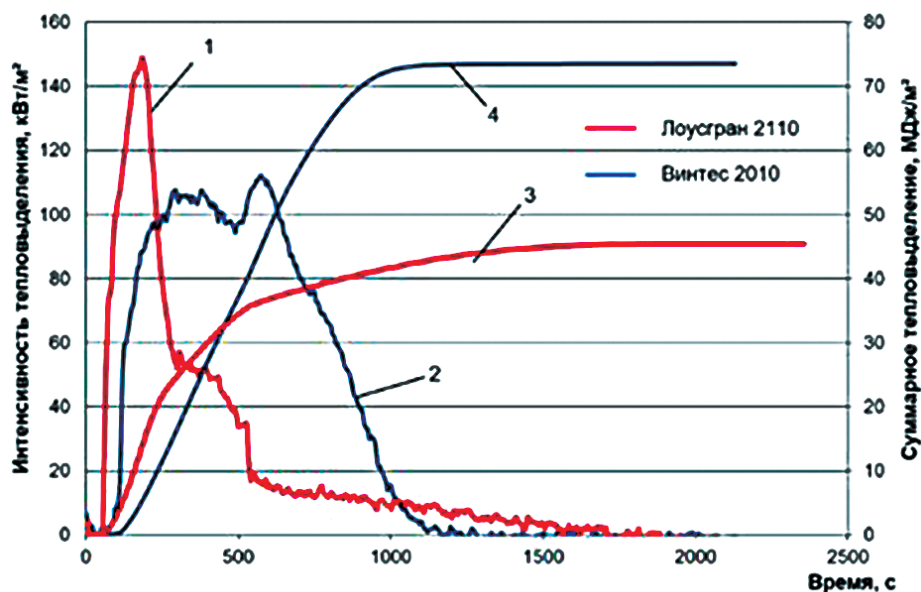


Рис. 6. Изменение интенсивности тепловыделения (1 и 2) и суммарного тепловыделения (3 и 4) при горении материалов Лоусгран 2110 и Винтес 2010 [10, с. 34]

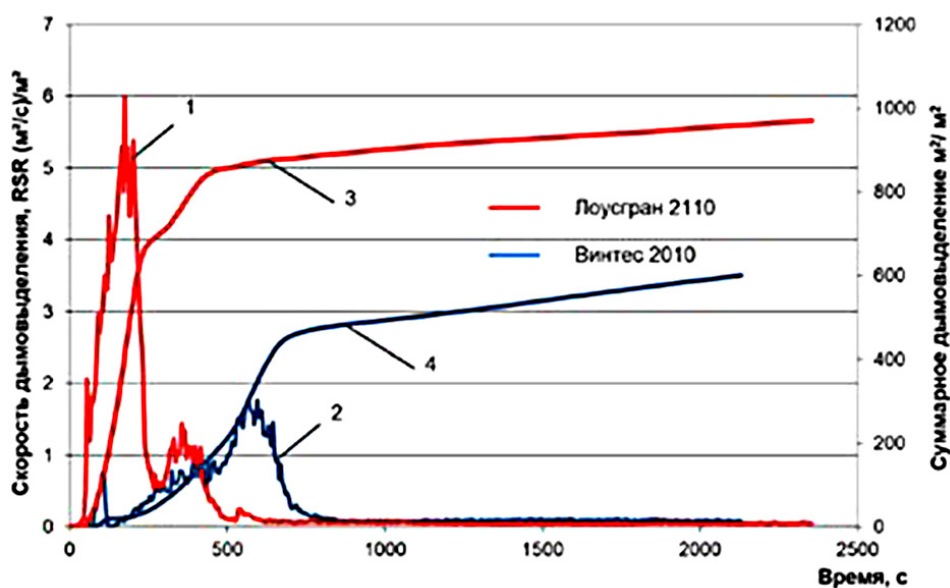


Рис. 7. Изменение скорости дымовыделения (1 и 2) и суммарного дымовыделения (3 и 4) материалов Лоусгран 2110 и Винтес 2010 [10, с. 34]

только безгалогенных композиций, но и ПВХ пластикиатов пониженной пожарной опасности.

**ВЫВОДЫ.** В настоящее время безгалогенные композиции прочно заняли место в индустрии производства кабелей и проводов и с каждым годом их использование расширяется. Применение для изоляции, заполнения и оболочек кабелей безгалогенных композиций позволяет значительно повысить пожаробезопасность как самих кабелей и кабельных трасс, так и объектов, на которых они прокладываются в целом.

Несмотря на некоторое снижение диэлектрических и физико-механических характеристик по сравнению с полиэтиленами, а также более высокий уровень тепловыделения при горении, чем у ПВХ пластикиатов, применение безгалогенных композиций с повышенной стойкостью к распространению горения является обоснованным и безальтернативным для выполнения всех требований к современным пожаробезопасным кабелям, включая повышение стойкости к распространению горения, снижение дымовыделения, токсичности продуктов горения, отсутствие выделения коррозионно-активных газов и т. д.

## Список литературы

- [1] Чулеєва, О. В. (2017). Вплив наповнювачів-антипіренів на реологічні властивості композиційних матеріалів кополімеру етилену з вінілацетатом. *Східно-Європейський журнал передових технологій*, 4/1, 32–37.
- [2] ДСТУ 4809:2007 (2007). *Ізольовані проводи та кабелі. Вимоги пожежної безпеки та методи випробування*. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України.
- [3] ГОСТ 12.1.044–89 ССБТ (1990). *Пожаровзрывоопасность веществ и материалов*. Москва: Издательство стандартов.
- [4] Horn, W. E., Jr. (2000). *Inorganic hydroxides and hydroxycarbonates: their function and use as flame retardant additives. Fire Retardancy of Polymeric Materials*. New York: Marcel Dekker.
- [5] IEC 60092–350:2014 (2014). *Electrical installations in ships. — Part 350: General construction and test methods of power, control and instrumentation cables for shipboard and offshore applications*. Edition 4.0.
- [6] IEC 60092–360:2014 (2014). *Electrical installations in ships. — Part 360: Insulating and sheathing materials for shipboard and offshore units, power, control, instrumentation and telecommunication cables*. Edition 1.0.
- [7] IEC 60754–1:2011 (2011). *Test on gases evolved during combustion of materials from cables. — Part 1: Determination of the halogen acid gas content*. Edition 3.0.
- [8] IEC 60754–2:2011 (2011). *Test on gases evolved during combustion of materials from cables. — Part 2: Determination of acidity (by pH measurement) and conductivity*. Edition 2.0.
- [9] IEC 60684–2:2011 (2011). *Flexible insulating sleeving. — Part 2: Methods of test*. Edition 3.0.
- [10] Каменский, М. К., Мещанов, Г. И., & Фрик, А. А. (2017). Кабели и провода пожаробезопасного исполнения. Современное состояние и тенденции развития. *Кабели и провода*. Спецвыпуск, 30–35.
- [11] Лина В., & Чамов А. Экструзия полимеров, не поддерживающих горение. *Кабели и провода*. 2003. № 6. С. 16–20.
- [12] Mazyiar, Sabet, Azman, Hassan, Mat, Uzir Wahit, & Chantara, Thevy Ratnam (2009). Thermal characterization of alumina trihydrate (ATH) and flammability studies of ATH filled low density polyethylene. *Journal of industrial technology*, 18 (1), 83–93.
- [13] Михайлин, Ю. А. (2011). Тепло-, термо- и огнестойкость полимерных материалов. Санкт-Петербург: Научные основы и технологии.
- [14] Пешков, И. Б. (2013). *Материалы кабельного производства*. Москва: Машиностроение.
- [15] Власов, С. В., Кандырин, Л. Б., & Кулезнев, В. Н. и др. (2006). *Основы технологии переработки пластмасс: Учебник для вузов*. Москва: Мир.

---

© І. А. Мирчук

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. В. Ф. Квасницький

УДК 621.791

**THE APPLICATION OF NANOSTRUCTURAL FOIL FOR DIFFUSION WELDING OF COMPOSITE BASED ON ALUMINIUM ALLOY 6061 CONTAINING 55% SiC****ДИФУЗІЙНЕ ЗВАРЮВАННЯ КОМПОЗИТУ НА ОСНОВІ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ 6061, ЩО МІСТИТЬ 55% SiC З ВИКОРИСТАННЯМ НАНОСТРУКТУРНОЇ ФОЛЬГИ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.23

Boris V. Bugaenko

**Б. В. Бугаснко**, канд. техн. наук<sup>1</sup>  
borys.bugayenko@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0002-0606-0843

Yevhen A. Buturlia

**Е. А. Бутурля**, аспірант<sup>1</sup>  
eugene.buturlia@gmail.com  
ORC ID: 0000-0003-2604-5664

Viktor V. Kvasnitskiy

**В. В. Квасницький**, д-р техн. наук<sup>2</sup>  
kvas69@ukr.net  
ORC ID: 0000-0002-7756-5179

Vyacheslav F. Kvasnitskiy

**В. Ф. Квасницький**, д-р техн. наук<sup>1</sup>  
vyacheslav.kvasnytskiy@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0001-66987790

Vladimir N. Korzhik

**В. Н. Коржик**, д-р техн. наук<sup>3</sup>  
vncorzhik@gmail.com  
ORC ID: 0000-0001-9106-8593<sup>1</sup>*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*<sup>2</sup>*National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic", Kyiv*<sup>3</sup>*Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine, Kyiv*<sup>1</sup>*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*<sup>2</sup>*Національний технічний університет України**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ*<sup>3</sup>*Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, м. Київ*

**Abstract.** The process of diffusion welding in vacuum (DWV) of an aluminum-based composite using nano-multilayer aluminum–nickel and aluminum–titanium foils is investigated. Aluminum alloy 6061 hardened silicon carbide (55 at.%) has low ductility, which makes deformation activation of the surfaces being joined difficult. Therefore, DWV performs through the intermediate layer, for example, aluminum foil. In this work, the layers obtained by the method of electron beam deposition were used. In layers with alternating nanolayers with rapid heating, reactions of self-propagating high-temperature synthesis take place, in which the amount of generated heat is sufficient for additional heating of the composite and its melting, which ensures activation of the surfaces to be joined. At the first stage, the creep processes of the composite under DWV conditions are investigated, the parameters and the creep equation are determined, as well as the allowable deformations that do not cause cracks. For DWV, Al/Ni and Al/Ti foils with thicknesses of 20, 40, 50, and 94 microns were used. The effect of the thickness of the interlayers on the formation of compounds has been established. It is shown that, regardless of the interlayer system, at the majority of the junction metal has a composite structure with common grains and the boundary between the connected samples is not determined either by structure or by chemical analysis. In areas with a layer of its maximum thickness does not exceed 9 microns. At a thickness of 41 μm, the structure is slightly different from the structure at a foil thickness of 20 μm. With a foil thickness of 90 microns, an interlayer 60...70 microns thick extends along the entire length of the joint. She reacted completely. In the center of the interlayer, its composition is close to the composition of the Ni<sub>3</sub>Al phase. It has been established that the use of nano-multilayer foils of the Al/Ni and Al/Ti system ensures the

formation of high-quality defect-free compounds with the realization of self-propagating high-temperature synthesis of intermetallic compounds. To calculate the parameters of the DWV regime, it is sufficient to use the creep equation of the composite at the steady state.

**Keywords:** composite; nano-layered foil; creep; self-propagating high-temperature synthesis; chemical composition; microhardness.

**Анотація.** Досліджений процес дифузійного зварювання у вакуумі (ДЗВ) композиту на основі алюмінію з використанням наноструктурних фольг систем алюміній–нікель та алюміній–титан. Сплав алюмінію 6061 зміцнюється карбідом кремнію (55 % ат.). Він має низьку пластичність, що ускладнює деформаційну активацію з'єднуваних поверхонь. Тому ДЗВ виконували через проміжні прокладки, наприклад алюмінієву фольгу. Застосовані прокладки, отримані методом електронно-променевого осаджування. У прокладках з попереми́нними наночастинами під час швидкого нагрівання проходять реакції самопоширюваного високотемпературного синтезу, внаслідок якого кількість виділеного тепла достатня для додаткового нагрівання композиту і його підплавлення, що забезпечує активацію з'єднуваних поверхонь. На першому етапі досліджені процеси повзучості композиту в умовах ДЗВ, визначені параметри і рівняння повзучості, а також допустимі деформації, що не призводять до утворення тріщин. Для ДЗВ використали фольгу систем Al/Ni і Al/Ti товщиною 20, 40, 50 і 94 мкм. Установлено вплив товщини прокладок на формування з'єднань. Показано, що незалежно від системи прошарків на більшій частині стику метал має структуру композиту із загальними зернами і межами між з'єднаними зразками не визначаються ні за структурою, ні за хімічним аналізом. На ділянках з прошарком його максимальна товщина не перевищує 9 мкм. При товщині 41 мкм структура мало відрізняється від структури при товщині 20 мкм. При товщині фольги 90 мкм прошарок товщиною 60...70 мкм спостерігається на всій довжині стику. Вона прореагувала повністю. У центрі прошарку його склад близький до складу фази  $Ni_3Al$ . Установлено, що застосування нанобагатошарових фольг системи Al/Ni і Al/Ti забезпечує формування якісних бездефектних з'єднань з реалізацією самопоширюваного високотемпературного синтезу інтерметалідів. Для розрахунку параметрів режиму ДЗВ достатньо використати рівняння повзучості композиту на усталеній стадії.

**Ключові слова:** композит; нанобагатошарова фольга; повзучість; самопоширюваний високотемпературний синтез; хімічний склад; мікротвердість.

**Аннотация.** Исследован процесс диффузионной сварки в вакууме (ДСВ) композита на основе алюминия с применением наномногослойных фольг систем алюминий–никель и алюминий–титан. Сплав алюминия 6061 упрочняется карбидом кремния (55 % ат.). Он имеет низкую пластичность, что затрудняет деформационную активацию соединяемых поверхностей. Поэтому ДСВ выполняют через промежуточные прослойки, например алюминиевую фольгу. Применены прослойки, полученные методом электронно-лучевого осаждения. В прослойках с чередующимися нанослоями при быстром нагреве протекают реакции самораспространяющегося высокотемпературного синтеза, при котором количество выделяющегося тепла достаточно для дополнительного нагрева композита и его подплавления, что обеспечивает активацию соединяемых поверхностей. На первом этапе исследованы процессы ползучести композита в условиях ДСВ, определены параметры и уравнение ползучести, а также допустимые деформации, не вызывающие трещин. Для ДСВ использовали фольгу систем Al/Ni и Al/Ti толщиной 20, 40, 50 и 94 мкм. Установлено влияние толщины прослоек на формирование соединений. Показано, что независимо от системы прослоек на большей части стыка метал имеет структуру композита с общими зернами и граница между соединенными образцами не определяется ни по структуре, ни по химическому анализу. На участках с прослойкой ее максимальная толщина не превышает 9 мкм. При толщине 41 мкм структура мало отличается от структуры при толщине фольги 20 мкм. При толщине фольги 90 мкм прослойка толщиной 60...70 мкм идет по всей длине стыка. Она прореагировала полностью. В центре прослойки ее состав близок к составу фазы  $Ni_3Al$ . Установлено, что применение наномногослойных фольг системы Al/Ni и Al/Ti обеспечивает формирование качественных бездефектных соединений с реализацией самораспространяющегося высокотемпературного синтеза интерметаллидов. Для расчета параметров режима ДСВ достаточно использовать уравнение ползучести композита на установившейся стадии.

**Ключевые слова:** композит; наномногослойная фольга; ползучесть; самораспространяющийся высокотемпературный синтез; химический состав; микротвёрдость.

## References

- [1] Chernyishova, T. A. Diskretno armirovannyye kompozitsionnyie materialyi s matrityami iz alyuminievyyih splavov i ih tribotekhnologicheskie svoystva / T. A. Chernyishova, L. I. Kobeleva, L. K. Bolotova // *Metallyi*. 2001, № 6. S. 85–98.
- [2] Bachby, R. S. Joining of particulate silicon carbide reinforced 2124 aluminium alloy by diffusion bonding [Text] / R. S. Bachby, N. D. Scott // *Mater. Sci. and Tech.* 1995. Vol. 11, № 8. P. 753–758.
- [3] Diffusion bonding of silicon carbide particulate reinforced 2024 Al composites [Text] / Z. Mingjiu, C. Liging, B. Jing, Giang // *Mater. Sci. and Tehnol.* 2000. Vol. 16, № 5. P. 471–474.

- [4] Cherepivskaya, E. V. Svarka davleniem dispersnouprochnennykh kompozitsionnykh materialov, sodержaschihkarbidyikremniya (obzor) / E. B. Cherepivskaya, V. R. Ryabov // Avtomaticheskayasvarka, 2001, № 9. S. 13–20.
- [5] Kvasnitskiy V. F. Teoreticheskie predposylki razrabotki pripoev dlya payki kompozitsionnykh materialov / V. F. Kvasniykiy, S. M. Samohin / Tehnologiya sudostroeniya i svarochnogo proizvodstva: Sb. nauchnykh tr. NKI. 1981, vyip. 173. S. 70–75.
- [6] Reactive diffusion bonding of SiC/Al composites by insert powders with eutectic composition [Text] / J. Huang, Yu. Dong, J. Zhang [at al] // J. Mater. Sci. Technol. 2005. Vol. 5. P. 779–781.
- [7] Effects of diffusion welding parameters on joint strength of SiC / 6061 Al composite [Text] / L. M. Liu, J. T. Niu, Z. H. Lai [at al] // Acta Metallurgica sinica. 2000. Vol. 13, № 1. P. 201–204.
- [8] Study on diffusion welding of aluminium matrix composite [Text] / J. T. Niu, L. M. Liu, J. P. Zhai [at al] // Acta Metallurgica sinica. 2000. Vol. 13, № 1. P. 12–17.
- [9] Ryabov V. R. Diffuzionnaya svarka kompozita alyuminievyiy splav + 20% SiC / V. R. Ryabov, E. B. Cherepivskaya // Tehnologicheskoesistemyi, 2002, № 1. S. 40–47.
- [10] Osobennosti formirovaniya strukturyi svarnykh soedineniy dispersnouprochnennogo kompozita Al 4% C pri diffuzionnoy svarke / V. R. Ryabov, A. N. Muraveynik, G. K. Harchenko, Yu. V. Falchenko // Avtomaticheskaya svarka, 2003, № 12. S. 7–10.
- [11] Osobennosti formirovaniya strukturyi soedineniy Ti-Al pri diffuzionnoy svarke v vakuume cherez promezhutochnyye alyuminievyie prosloyki / Yu. V. Falchenko, E. V. Polovetskiy, O. S. Kushnareva, T. A. Aleksienko // Sb. trud. NUK. Nikolaev: 2008, № 7. S. 5–9.
- [12] Svarka davleniem mikrodispersionnogo kompozitsionnogo materiala AMg5 27% Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> s primeneniem byistro zakristallizovannoy prosloyki evtekticheskogo sostava Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>% Cu / Yu. V. Falchenko, A. N. Muraveynik, G. K. Harchenko i dr. // Avtomaticheskayasvarka, 2010, № 2. S. 10–14.
- [13] Special'ni sposoby` zvaryuvannya: pidruchny`k / I. V. Krivcun, V. V. Kvasnytsky`j, S. Yu, Maksymov, G. V. Yermolayev, za zagal'noyu redakciyeyu akademika NAN Ukrayiny`, doktora texnichny`x nauk, profesora B. E. Patona. My`kolayiv : NUK, 2017. 348.
- [14] Mnogosloynnye folgi Ti/Al: sposobyi polucheniya svoystva i primenenie pri svarke davleniem / A. I. Ustinov, Yu. V. Falchenko, G. V. Melnichenko i dr. // Spetsselektrometallurgiya, 2012, № 10. S. 30–37.
- [15] Diffuzionnaya svarka mikrodispersnogo kompozita AMg5 Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> s primeneniem nanosloynnoy folgi Ni/Al. / A. Ya. Ischenko, Yu. V. Falchenko, A. I. Ustinov i dr. // Avtomaticheskayasvarka, 2007, № 7. S. 5–9.
- [16] Diffuzionnaya svarka v vakuume splava na osnove  $\gamma$ -TiAl s ispolzovaniem nanosloynnykh prosloek / G. K. Harchenko, A. I. Ustinov, Yu. V. Falchenko i dr. // Avtomaticheskayasvarka, 2011, № 3. S. 7–11.
- [17] Tverdogaznyie reaktsii pri nagreve mnogoslounnykh folg Al/Ti, poluchennykh metodom elektronno-luchevego osazhdeniya / A. I. Ustinov, L. A. Olhovskaya, T. V. Melnichenko i dr. // Sovremennaya elektrometallurgiya, 2008, № 2. S. 19–26.
- [18] Mikrostrukturnyye aspektyi bezgazovogo gorennya mehanicheski aktivirovannykh smesey / A. S. Rogachev, N. A. Kochetov, V. V. Kurbatkina [at al] // Fizikagorennya i vzryiva, 2006, № 4.S. 61–69
- [19] Kheder, A. R. I. Strengthening of aluminium by SiC, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and MgO [Text] / A. R. I. Kheder, G. S. Marahlen, D. M. K. Aljamea // Jordan journal of mechanical and industrial engineering. 2011. Vol. 5, № 6. P. 533–541.
- [20] Garofalo, F. Zakonyi polzuchesti i dlitelnoy prochnosti metallov i splavov / F. Garofalo, perevod s angl.pod red. V. M. Rozenbergo. M.: Metallurgiya, 1968. 304 s.
- [21] Kvasnitskiy, V. F. Svarka i payka zharoprochnykh materialov v sudostroenii: monogr. / V. F. Kvasniykiy. L.: Sudostroenie, 1986. 224 s.

**Problem statement.** Composite materials with dispersion hardening are known for a long time. Such materials with matrices of aluminum alloys and their properties are described in [1]. Dispersion-strengthened materials based on aluminum and copper are most often produced by powder metallurgy methods.

In dispersively strengthened materials, the carrier element is a matrix in which, using ultrafine particles of oxides, carbides or other particles that are practically insoluble in the matrix, effective deceleration of the dislocations is ensured and high strength characteristics and functional properties are maintained up to the melting point. The problem of their widespread use is the lack of reliable methods of joining in both homogeneous and heterogeneous combinations: fusion welding leads to the destruc-

tion of their structure and loss of mechanical properties. The most widely used diffusion welding with intermediate layers [2–4], but soldering and welding in the solid state are difficult due to poor wettability and activation of the joined surfaces. Therefore, this work is relevant.

**Latest research and publications analysis.** Diffusion welding and brazing of composite materials began to be applied at the end of the last century [2, 5, 6]. Diffusion welding was usually performed using non-melting or melting interlayers, which used adhesive-active solders [5]. In work [2] a composite material based on aluminum 2124, containing 25...30 at. % silicon carbide, welded both directly between themselves and through an aluminum interlayer and obtained joint strength at 110 MPa (below 50 %



of the base metal strength) at a welding temperature of 500 °C, pressure of 10 MPa, welding time of 240 minutes.

Increasing the welding temperature to 570 °C of composite 2124 using aluminum foil 15 mkm thick at a pressure of 16 MPa and a welding time of 60 minutes ensures a 127 MPa cut resistance [3].

In [7, 8], the DWV of composite 6061 was investigated at temperatures of 400...650 °C, hardened at 18 % at SiC and 30% Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, respectively. The effects of temperature, compression pressure and welding time were investigated. For a composite with silicon carbide, the welding mode is recommended:  $T = 620$  °C;  $P = 5$  MPa,  $t = 30$  min, at which the bond strength of 210 MPa (72 % of the strength of the base material) is achieved. For the composite containing Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, the welding mode is recommended:  $T = 600$  °C;  $P = 5$  MPa,  $t = 30$  min, at which the ultimate strength  $\sigma_B = 130$  MPa (60 % of the strength of the base material).

The characteristics of DWV of dispersion-strengthened composite materials are described in the review [4], and the welding of a composite based on an aluminum alloy containing 20 % silicon carbide SiC (4.0 % C) was studied in [9, 10]. The authors conducted DWV at a temperature of 500...600 °C, pressure up to 3.0 MPa with a welding time of 30 minutes. There is heterogeneity of the compound and the presence of defects. When using aluminum foil, its thickness is recommended 150 mkm. The same foil thickness was recommended in [11] with an DWV of aluminum with titanium.

In published works, the recommended parameters of diffusion welding with non-melting highly plastic micro-slips vary over wide intervals. As such layers, use technical aluminum or alloyed with magnesium, silicon, copper or lithium, which have superplasticity. Eutectic melts are used as melting layers [12].

It is known [13] that the main parameters of the DWV mode are temperature, pressure and welding time. The change in each of them determines the amount of plastic deformations that provide the formation of physical contact, deformation activation and volumetric interaction (recrystallization and diffusion), but in the published works they determined the total deformation after welding, without its control during welding and the relationship with temperature, pressure and time. Therefore, the deformation varied from 6 to 36.3 %, which does not allow establishing the patterns of formation of joints and ensuring stable welding quality.

A new way to connect composites is the use of nanofol. At the Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine has developed a technology for producing multilayer foils by electron beam deposition method [14], which were used in DWV [15, 16]. In layers with alternating nanolayers with rapid heating, reactions of self-propagating high-temperature synthesis (HTS) occur, in which the amount of emitted heat is sufficient to heat the metal in the joint up to 1200 °C and melt it, which ensures activation of the surfaces to be joined [14]. In the Al/Ni interlayer (Al + 57.7 % wt. Ni), the intermetallic formation reaction occurs between solid nickel and liquid

aluminum, and in the Al/Ti interlayers, when heated in the temperature range 250...650 °C, phase transformations occur in this sequence [17, 18]:  $Al + Ti \rightarrow Al_3Ti \rightarrow Al_5Ti \rightarrow Al_2Ti \rightarrow AlTi$ .

**Separation of previously unsolved parts of the general problem.** In the studies discussed above, relatively plastic composites were combined, including those based on aluminum with a silicon carbide content of up to 20 %. It is known [19] that with an increase in the amount of the hardening SiC or Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> phase, the plasticity of the composite sharply decrease. Therefore, on the instructions of the Customer, it was necessary to investigate the possibility of a DWV composite containing 55 % SiC, the information on which DWV using multilayer nanostructured foils is not available in the literature. The main material and foil were supplied by the Customer.

**THE ARTICLE AIM** — is to investigate diffusion welding in vacuum (DWV) of a composite based on an aluminum alloy 6061 containing 55 % silicon carbide using a multilayer nanostructured foil and to recommend its chemical composition.

#### Methods, object and subject of research

**The object of the research** is the processes of creep and formation of compounds with a DWV composite based on aluminum alloy 6061 using nanostructured foils.

**The subject of the research** is the creep parameters of alloy 6061 under DWV conditions, the structure and chemical composition of compounds.

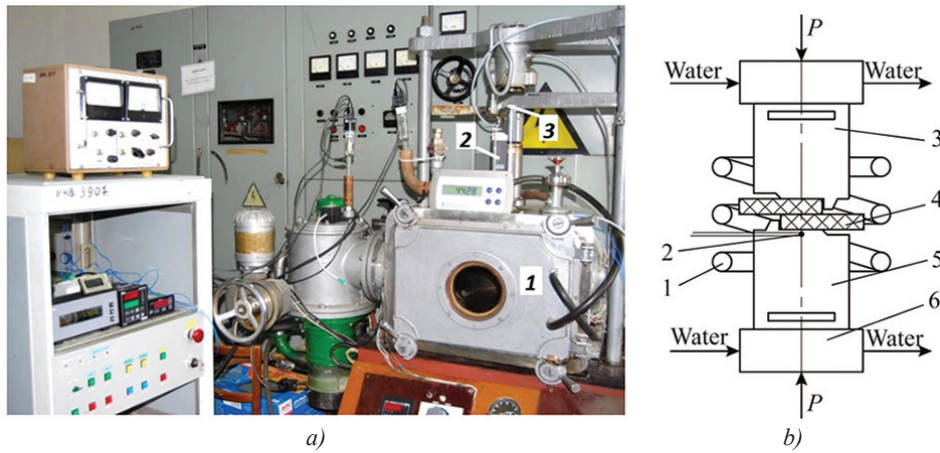
#### Research methodology

For the DWV study, a composite material (CM) was used, the matrix of which is aluminum alloy 6061, and the hardening phase is silicon carbide SiC in the amount of 55 %. Alloy 6061 contains (% wt.) 0.15 Cu; 0.15 Mn; (0.8–1.2) Mg; 0.25 Zn; (0.04–0.35) Cr; 0.15 Ti; (0.4–0.8) Si; 0.7 Fe; the rest of Al. We used 65×25×3 mm plates with a polished surface for welding. Welding of the samples was carried out with an overlap through an intermediate strip of Al/Ni (AN) and Al/Ti (AT) nanomultilayer foil with a thickness of 20 to 94 μm, obtained in 23... 335 deposition cycles. The maximum foil thickness of 93 microns has 335 cycles, the minimum thickness of 20 microns has 23 cycles.

DWV was performed on a UDSV-DT diffusion-vacuum unit, the general view of which is shown in Fig. 1, a and Fig. 1, b shows the assembly of samples in a vacuum chamber.

In DWV, it is necessary to provide an interatomic connection between the surfaces being welded due to local plastic deformation at elevated temperatures. The magnitude of the compressive force was chosen from the condition for ensuring the plastic deformation of the samples due to creep processes at stresses below the yield strength of the composite material.

The UDSV-DT installation provides a working vacuum of 10<sup>-2</sup> Pa. The parts are heated by high frequency currents. Weldable plates 4 were installed between the rods 3, 5 (Fig. 1, b). For heating, a cylindrical inductor 1



**Fig. 1.** General view of the UDSV-DT installation for DWV (a) and the scheme of sample assembly in the working chamber (b):  
a) 1 — vacuum chamber; 2 — displacement sensor; 3 — load sensor; b) 1 — inductor; 2 — thermocouple; 3 — top rod; 4 — weldable composite; 5 — bottom stock; 6 — cooler

was used, in which the upper and lower rods were heated, transmitting heat to the overlap plates of the composite due to heat conduction.

The installation has an automatic maintenance of the welding temperature, as well as high-precision displacement sensors and loads of the type LIR-14 00PS 11 and RINC3 / 1t, respectively, with the recording of their readings and the values of the temperature values on a computer. The temperature was measured with a chromel-alumel thermocouple with an accuracy of  $\pm 2$  °C, which was maintained by an electronic regulator. The installation uses 2 loading mechanisms: lever and hydraulic. The parameters of plastic deformation of the composite were determined by the method of [15, 16] at the same installation.

To research the microstructure of the compounds and the interaction of the composite material with the interlayer, a NEOFOT 21 microscope and a scanning electron microscope — microanalyzer REMMA 102-02A were used, on which a local X-ray spectral microanalysis was also performed.

**Basic material.** The main parameters of the DWV mode are temperature, pressure and welding time. The vacuum in the working chamber was  $10^{-2}$  Pa. The sequence diagram of the DWV process is shown in Fig. 2.

After installing the samples in the working chamber, they were compressed by the set pressure of  $P_p$  to avoid their displacement in the device. With increasing temperature, the pressure of compression was reduced to the value of the heating pressure  $P_h$  in order to avoid plastic deformation.

When the temperature reached the welding temperature  $T_w$ , the welding pressure  $P_w$  was set. After holding at the welding temperature, the preset time was reduced to  $P_h$  and the heating was turned off.

After welding several samples, the tendency of the composite to crack formation and the need to control the level of deformation during the welding process were established. For this, the parameters of the creep process of the composite in the second stage, the effect of tem-

perature and pressure on the creep rate were determined, and high-precision instruments were used to control the deformation.

In the second creep stage, the strain rate is steady and is determined by the equation [20, 21]:

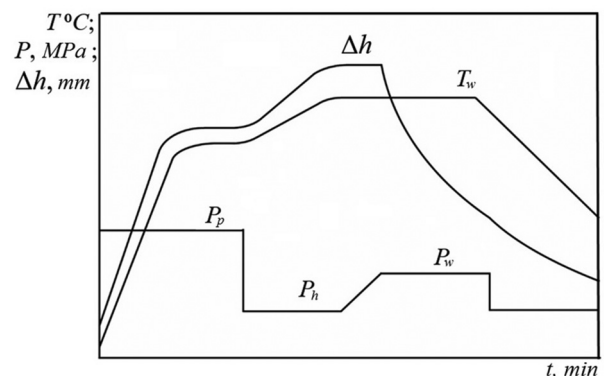
$$\dot{\varepsilon} = A \cdot p^m \exp\left(-\frac{\Delta H_c}{RT}\right), \quad (1)$$

where  $\dot{\varepsilon}$  — is the creep rate;  $\Delta H_c$  — creep activation energy;  $p$  — is the compression pressure;  $T$  — is the temperature;  $R$  — is the universal gas constant;  $A, m$  — coefficients for this material.

At the first stage of research, the activation energy of creep was determined by the method of small temperature jumps [15, 16], as shown in Fig. 3.

As can be seen from Fig. 3, the strain curve of the samples was first recorded at a temperature of 605 °C, then the temperature rose to 620 °C and the strain curve at 620 °C was recorded at the same pressure. Accordingly, the strain rates were determined (lines A-A and B-B), and the activation energy was determined by the equation

$$\Delta H_c = \frac{R \cdot T_1 \cdot T_2}{T_1 - T_2} \ln \frac{\dot{\varepsilon}_2}{\dot{\varepsilon}_1},$$



**Fig. 2.** The sequence diagram of the DWV composite process

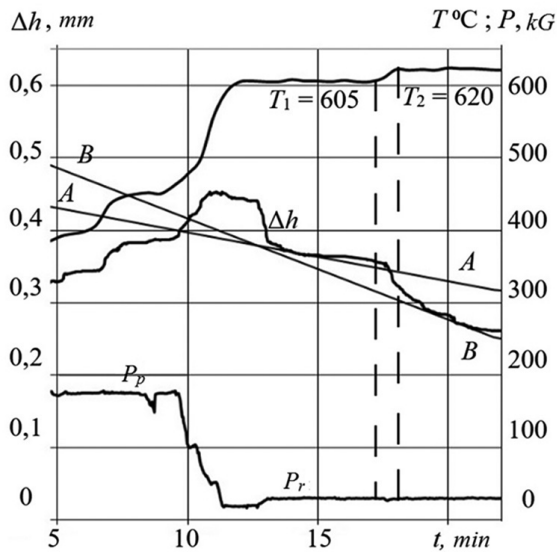


Fig. 3. Determination of the creep activation energy by the method of small temperature jumps

where  $T_1 = 878$ ;  $T_2 = 893$  on the Kelvin scale;  $\frac{\dot{\epsilon}_2}{\dot{\epsilon}_1} = 1.75$  creep activation energy  $\Delta H_c = 242$  kJ/mol.

After conducting studies at other pressures, using the equation (1), the coefficients  $m$ ,  $A$  are determined:  $m = 2.1$ ;  $A = 1.3 \cdot 10^{-4}$ .

Using these parameters and equation (1), it is possible to determine the combination of temperature, pressure and welding time, which will ensure the allowable deformation of the composite without the appearance of cracks. The displacement sensor allows, if necessary, to carry out adjustment of the mode. We have chosen the welding temperature of  $590 \pm 5$  °C and determined the allowable amount of plastic deformation of 5...7 %. Depending on the thickness of the interlayer, the amount of permissible deformation varies somewhat in the case of melting of the base metal.

In our studies, Al/Ni foils with a thickness of 20, 40, 50, and 94 mkm were used. The Al/Ti system foil contained about 22.5 % at. Titanium, the Al/Ni system foil contained about 40, 45 and 55 % at. Nickel.

After welding the microstructure, microhardness and chemical composition of the metal in the joint zone were investigated. For example, Fig. 4 shows the microstructure of welded joint with Al /Ti interlayer with a thickness of 41 mkm, containing 22.9 % at. Titanium.

Hardness was measured at the center of the interlayer (p. 2), in the transition zone (p. 1), in large inclusions in the composite (p. 3, p. 4) and in the composite matrix (p. 5, p. 6). Inclusions in the composite have high microhardness (more than 19500 MPa) and represent silicon carbides. The composite matrix has a microhardness of 2600...2800 MPa. In the center of the interlayer the microhardness is 4470 MPa and in the transition zone — 2500 MPa.

The material in the center of the interlayer is the following chemical composition (% at): 67 Al; 16 Si; 15 Ti, which is different from the chemical composition of the

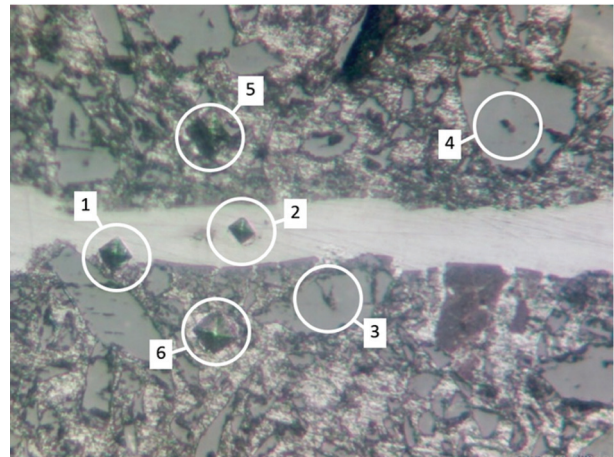


Fig. 4. The microstructure of the compound in the DWV of the composite, through an Al/Ti interlayer containing 22.9 % at. Ti,  $\delta = 41$  mkm

interlayer. This indicates its interaction with the base metal. Along the junction there are areas where there is no solid layer and the joint cannot be determined, since the structure of the metal is uniform. The joint is not determined by chemical composition using microanalysis. Such a structure is shown in Fig. 5.

A similar structure is formed when using Al/Ni foil containing 54.8 % at. Ni, with a thickness of 20 mkm (Fig. 6, a).

On the non-extended areas of the joint, where there is an interlayer, it does not have a clear boundary with the base metal and will smoothly disappear from the joint (Fig. 6, b). This indicates the interaction of the interlayer with the base metal. At the center of the interlayer is the following chemical composition (% at.): 54.1 Al; 26.0 Si; 19.9 Ni, which confirms the flow of intensive processes of interaction in the contact of the solid and liquid phases.

With thicknesses of 93 and 94 mkm interlayers, both the Al/Ti system and Al/Ni at the junction, an thickness of 60...70 mkm is formed, as shown in Fig. 7.

In the center of the layer (p. 3) has the chemical composition (% at.): 39 Ni; 53 Al; 7 Si, close to the composite (p. 4): 25 Ni; 64.5 Al; 6.2 Si with foil composition: 42.2 Ni; 57.8 Al. The concentration of nickel, which is present only in the foil, decreases with distance from the center of the layer. Silicon passes into the layer, which is possible only due to the interaction of the foil with the composite.

Considering the low temperatures and the short duration of the synthesis reaction, the change in the composition of the interlayer at the junction is due to the process of dissolution of the composite.

Similarly formed at the junction of the layer when using Al/Ti foil with a thickness of 94 mkm. In some areas in the joint zone there is small loosening in the composite, directly adjacent to the interlayer.

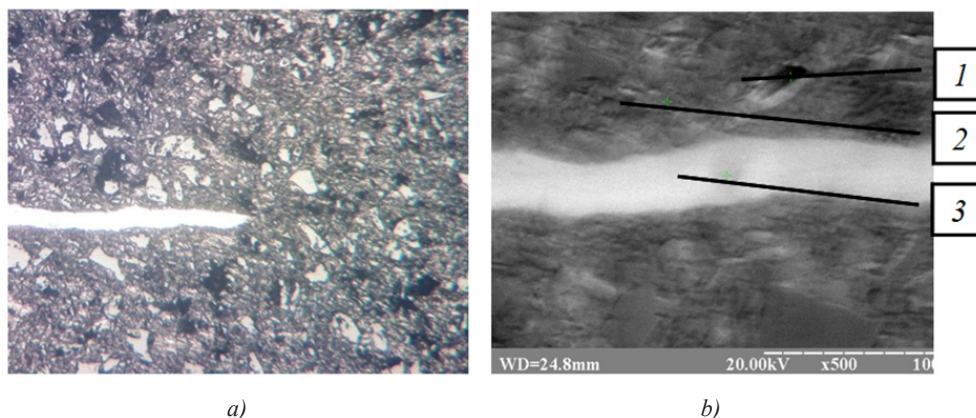


Fig. 5. Microstructure of CM welded joint with Al/Ti interlayer (a)  $\times 100$  and at points of local X-ray spectral microanalysis (b) with an interlayer thickness of 41 mkm

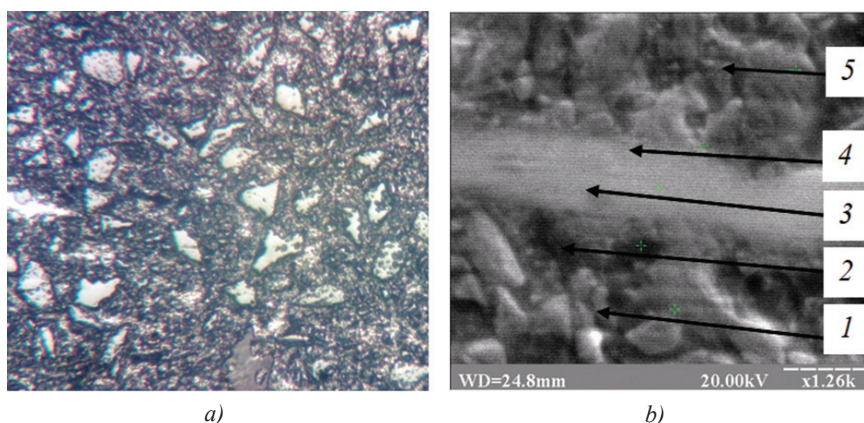


Fig. 6. The structure of the compound at the DSB of the composite through an Al/Ni interlayer with a thickness of 20 mkm (a)  $\times 200$  and at points of local microanalysis points (b)

**Discussions.** One of the most important mechanisms in DWV, as in other methods of welding in the solid state, is the deformation activation of the surfaces to be joined. Composite dispersively hardened materials with a high content of hardening phase have low ductility, which often leads to the appearance of cracks during compression of parts. The idea of using nanostructured interlayers in DWV composites is that nano-multilayer foils have alternating nanolayers of metals, which form intermetallic compounds with a large thermal effect. With rapid heating, reactions of self-propagating synthesis proceed and the heat released additionally heats the metal in the joint zone, ensuring the activation of the surfaces. Analysis of the microstructures and chemical composition of welded joints shows that Al/Ni and Al/Ti systems provide active interaction of the foil with the composite, as evidenced by the presence of composite chemical elements in the resulting interlayer (see Fig. 4–6).

Studies of the effect of the thickness of the interlayers on the formation of the compounds showed that the structure of the compounds is significantly different for small thicknesses (20 mkm) and large (90 mkm). At thicknesses of 20 mkm, regardless of the foil system over a long joint, the metal has a composite structure with common grains and the boundary between the connected samples is not determined either by structure or by chemical composition (see Fig. 5 and 6). In areas with a layer of its maximum

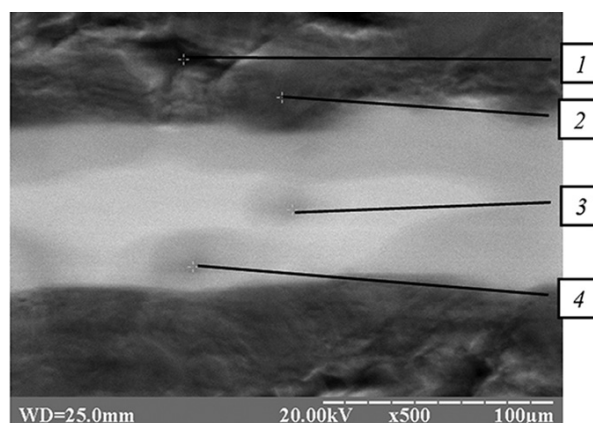


Fig. 7. The microstructure of the compound at the DSB of the composite through an Al/Ni interlayer with a thickness of 93 mkm, contains 42.2 % at. nickel

thickness does not exceed 9 mkm. When the thickness of the Al/Ti foil is 41 mkm, the structure differs little from the structure at a foil thickness of 20 mkm.

With a foil thickness of 90 mkm, an interlayer 60...70 mkm thick extends along the entire length of the joint. She reacted completely. In the center of the interlayer, its composition is close to the composition of the  $\text{NiAl}_3$  phase.

According to the structure of the welded joint, the best option is a foil 20 mkm thick. The disadvantage of such a foil is its fragility and difficulty in working with it. When the foil thickness is 90 mkm and more, a thick continuous layer of brittle intermetallic is formed. Therefore, the best option is to use a foil with a thickness of about 40 mkm.

Comparing the obtained results with the literature data, it should be noted that the DWV of the brittle composite containing 55 % silicon carbide was performed for the first time using a clear method for determining the mode parameters through the allowable amount of plastic deformation determined by the established creep

parameters. It is shown that to calculate the parameters of the DWV regime it is sufficient to use the creep equation at the steady state.

**CONCLUSIONS.** 1. It has been established that the use of nanomicrolayer foils of the Al/Ni and Al/Ti systems ensures the formation of high-quality defect-free compounds with the realization of the reaction of self-propagating high-temperature synthesis of intermetallic compounds.

2. The parameters of the DWV mode of the composite are determined taking into account the allowable plastic deformation using the established creep equation in the second stage.

### Список літератури

- [1] **Чернышова, Т. А.** Дискретно армированные композиционные материалы с матрицами из алюминиевых сплавов и их триботехнологические свойства [Текст] / Т. А. Чернышова, Л. И. Кобелева, Л. К. Болотова // *Металлы*. 2001. № 6. С. 85–98.
- [2] **Vachby, R. S.** Joining of particulate silicon carbide reinforced 2124 aluminium alloy by diffusion bonding [Text] / R. S. Vachby, N. D. Scott // *Mater. Sci. and Tech.* 1995. Vol. 11, № 8. P. 753–758.
- [3] Diffusion bonding of silicon carbide particulate reinforced 2024 Al composites [Text] / Z. Mingjiu, C. Liging, B. Jing, Giang // *Mater. Sci. and Tehnol.* 2000. Vol. 16, № 5. P. 471–474.
- [4] **Черепивская, Е. В.** Сварка давлением дисперсноупрочненных композиционных материалов, содержащих карбиды кремния (обзор) [Текст] / Е. В. Черепивская, В. Р. Рябов // *Автоматическая сварка*. 2001. № 9. С. 13–20.
- [5] **Квасницкий, В. Ф.** Теоретические предпосылки разработки припоев для пайки композиционных материалов [Текст] / В. Ф. Квасницкий, С. М. Самохин // *Технология судостроения и сварочного производства* : сб. научных тр. НКИ. 1981. Вып. 173. С. 70–75.
- [6] Reactive diffusion bonding of SiC/Al composites by insert powders with eutectic composition [Text] / J. Huang, Yu. Dong, J. Zhang [at al] // *J. Mater. Sci. Technol.* 2005. Vol. 5. P. 779–781.
- [7] Effects of diffusion welding parameters on joint strength of SiC / 6061 Al composite [Text] / L. M. Liu, J. T. Niu, Z. H. Lai [at al] // *Acta Metallurgica sinica*. 2000. Vol. 13, № 1. P. 201–204.
- [8] Study on diffusion welding of aluminium matrix composite [Text] / J. T. Niu, L. M. Liu, J. P. Zhai [at al] // *Acta Metallurgica sinica*. 2000. Vol. 13, № 1. P. 12–17.
- [9] **Рябов, В. Р.** Диффузионная сварка композита алюминиевый сплав + 20% SiC [Текст] / В. Р. Рябов, Е. В. Черепивская // *Технологические системы*. 2002. № 1. С. 40–47.
- [10] Особенности формирования структуры сварных соединений дисперсноупрочненного композита Al + 4% C при диффузионной сварке [Текст] / В. Р. Рябов, А. Н. Муравейник, Г. К. Харченко, Ю. В. Фальченко // *Автоматическая сварка*. 2003. № 12. С. 7–10.
- [11] Особенности формирования структуры соединений Ti-Al при диффузионной сварке в вакууме через промежуточные алюминиевые прослойки [Текст] / Ю. В. Фальченко, Е. В. Половецкий, О. С. Кушнарева, Т. А. Алексенко // *Сб. труд. НУК. Николаев*, 2008. № 7. С. 5–9.
- [12] Сварка давлением микродисперсионного композиционного материала AMg5 + 27% Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> с применением быстро закристаллизованной прослойки эвтектического состава Al + 33% Cu [Текст] / Ю. В. Фальченко, А. Н. Муравейник, Г. К. Харченко [и др.] // *Автоматическая сварка*. 2010. № 2. С. 10–14.
- [13] Спеціальні способи зварювання [Текст] : підручник / І. В. Кривцун, В. В. Квасницький, С. Ю. Максимов, Г. В. Єрмолаєв ; за заг. ред. академіка НАН України, д-ра техн. наук, проф. Б. Е. Патона. Миколаїв : НУК, 2017. 348 с.
- [14] Многослойные фольги Ti/Al: способы получения свойства и применение при сварке давлением [Текст] / А. И. Устинов, Ю. В. Фальченко, Г. В. Мельниченко [и др.] // *Спецэлектрометаллургия*. 2012. № 10. С. 30–37.
- [15] Диффузионная сварка микродисперсного композита AMg5 + Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> с применением нанослойной фольги Ni/Al [Текст] / А. Я. Ищенко, Ю. В. Фальченко, А. И. Устинов [и др.] // *Автоматическая сварка*. 2007. № 7. С. 5–9.
- [16] Диффузионная сварка в вакууме сплава на основе γ-TiAl с использованием нанослойных прослоек [Текст] / Г. К. Харченко, А. И. Устинов, Ю. В. Фальченко [и др.] // *Автоматическая сварка*. 2011. № 3. С. 7–11.
- [17] Твердофазные реакции при нагреве многослойных фольг Al/Ti, полученных методом электронно-лучевого осаждения [Текст] / А. И. Устинов, Л. А. Ольховская, Т. В. Мельниченко [и др.] // *Современная электрометаллургия*. 2008. № 2. С. 19–26.
- [18] Микроструктурные аспекты безгазового горения механически активированных смесей [Текст] / А. С. Рогачев, Н. А. Кочетов, В. В. Курбаткина [и др.] // *Физика горения и взрыва*. 2006. № 4. С. 61–69.
- [19] **Kheder, A. R. I.** Strengthening of aluminium by SiC, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and MgO [Text] / A. R. I. Kheder, G. S. Marahlen, D. M. K. Al-jamea // *Jordan journal of mechanical and industrial engineering*. 2011. Vol. 5, № 6. P. 533–541.
- [20] **Гарофало, Ф.** Законы ползучести и длительной прочности металлов и сплавов [Текст] / Ф. Гарофало ; пер. с англ. под ред. В. М. Розенберга. М. : *Металлургия*, 1968. 304 с.
- [21] **Квасницкий, В. Ф.** Сварка и пайка жаропрочных материалов в судостроении [Текст] : монография / В. Ф. Квасницкий. Л. : *Судостроение*, 1986. 224 с.

© Колектив авторів  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. О. І. Вовченко



Olena  
V. Barabash  
Барабаш  
Олена  
Василівна

УДК 504.064+ 87.15.15+87.03.15

## **IMPLEMENTATION OF THE ENVIRONMENTAL MANAGEMENT SYSTEM AT ENTERPRISES AS A TOOL OF ENSURING ENVIRONMENTAL SAFETY FOR AGGLOMERATIONS**

**УПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕКОЛОГІЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ НА ПІДПРИЄМСТВАХ ЯК ІНСТРУМЕНТ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ АГЛОМЕРАЦІЇ**

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.24

Olena V. Barabash

O. V. Барабаш, канд. біол. наук, доц.

el\_barabash@ukr.net

ORC ID: 0000-0001-5206-2922

*National Transport University, Kyiv*

*Національний транспортний університет, м. Київ*

**Abstract.** The relevance of the research topic is due to an increase in anthropogenic pressure on the environment, which is caused by excessive emissions from mobile sources and unreasonable activity of industrial enterprises with a high degree of environmental hazard. The consequences of such influence are the imbalance in the components of the ecosystem, the decline in the quality of life within the population and the reduction of opportunities for socio-ecological and economic development of cities and agglomeration formations. To solve these problems, the introduction of ecological management systems at enterprises for the creation of legal relations in the field of rational use of natural resources, environmental protection, compliance with environmental rights and environmental obligations can be an effective tool. Implementation, continuous monitoring and continuous improvement of the environmental management system at the enterprise will allow not just to improve the ecological image, reduce the amount of fines and the permanent elimination of emergency situations, but will also lead to an increase for the range of products (services), will provide an opportunity to enter new European markets, increasing the company's profits. The author analyzes the company activities in the field of shipbuilding and ship repair. The preliminary environmental analysis of activity was carried out and the most significant impacts of the enterprise departments on the environment were identified. Based on the established key environmental aspects, a scenario of environmental policy is proposed. The main emphasis in this declaration of intent made by the company is to change the vector in its attitude towards the environment. It should be transferred towards energy efficiency by introducing energy efficient technologies, as well as a management should pay special attention to the educational work in the field of environmental protection and labor protection with the best possible involvement and encouragement of employees' initiatives aimed at improving the environmental image of the enterprise. Based on environmental policy, an ecological program of the environmental management system should be developed, which is an integral part of the gradual achievement for the goals set by the enterprise's environmental policy. The environmental program, which will be implemented in full, will allow not just clear allocating duties, funds and timeframes for the achievement of the enterprise goals, but will also serve as an indicator for the functioning of an efficient and effective environmental management system in general.

**Keywords:** system environmental management; preliminary environmental analysis; environmental aspects; environmental policy; environmental program; agglomeration.

**Анотація.** Актуальність теми дослідження зумовлена зростанням антропогенного тиску на стан навколишнього природного середовища, який спричинений надмірними викидами пересувних джерел та нерозсудливою діяльністю промислових підприємств із високим ступенем екологічної небезпеки. Наслідками такого впливу є розбалансованість компонентів екосистеми, зниження якості життя населення та зменшення можливостей для соціоеколого-економічного розвитку міст й агломераційних утворень. Для вирішення цих проблем дієвим інструментом виявляється впровадження на підприємствах системи екологічного менеджменту для створення правовідносин у сфе-

рі раціонального природокористування, охорони навколишнього середовища, дотримання екологічних прав і виконання екологічних обов'язків. Упровадження, постійний контроль та безперервне покращення системи екологічного менеджменту на підприємстві дасть змогу не лише поліпшити екологічний імідж, зменшити витрати на штрафи та постійне усунення аварійних ситуацій, але й сприятиме розширенню асортименту продукції (послуг), виходу на нові європейські ринки збуту, збільшуючи прибутки підприємства. Автором проаналізована діяльність підприємства в сфері суднобудування та судноремонту. Здійснено попередній екологічний аналіз діяльності та ідентифіковано найбільш суттєві впливи відділів підприємства на стан навколишнього природного середовища. На основі встановлених ключових екологічних аспектів запропоновано варіант екологічної політики. Основний акцент у цій декларації про наміри підприємства щодо зміни вектора у своєму ставленні до навколишнього середовища потрібно перемістити у бік зменшення енергоспоживання шляхом запровадження енергоефективних технологій. Крім того, керівництву необхідно приділити особливу увагу проведенню освітньої роботи у сфері охорони навколишнього середовища та охорони праці для оптимального залучення та заохочування ініціатив працівників, спрямованих на поліпшення екологічного іміджу підприємства. На основі екологічної політики слід розробити екологічну програму системи екологічного менеджменту, яка є невід'ємним елементом поступового досягнення цілей, визначених екологічною політикою підприємства. Екологічна програма, яка буде виконуватися у повному обсязі, дасть змогу не лише чітко розподілити обов'язки, кошти та строки для досягнення поставлених цілей підприємства, але й стане індикатором функціонування ефективної та результативної системи екологічного менеджменту загалом.

**Ключові слова:** система екологічного менеджменту; попередній екологічний аналіз; екологічний аспект; екологічна політика; екологічна програма; агломерація.

**Аннотация.** Актуальность темы исследования обусловлена ростом антропогенного давления на состояние окружающей природной среды, что вызвано чрезмерными выбросами передвижных источников и безрасходной деятельностью промышленных предприятий с высокой степенью экологической опасности. Последствиями такого влияния является разбалансированность компонентов экосистемы, снижение качества жизни населения и уменьшение возможностей для социоэколого-экономического развития городов и агломерационных образований. Для решения этих проблем действенным инструментом оказывается внедрение на предприятиях системы экологического менеджмента для создания правоотношений в сфере рационального природопользования, охраны окружающей среды, соблюдения экологических прав и выполнения экологических обязанностей. Внедрение, постоянный контроль и непрерывное улучшение системы экологического менеджмента на предприятии позволит не только улучшить экологический имидж, уменьшить расходы на штрафы и постоянное устранение аварийных ситуаций, но и приведет к расширению ассортимента продукции (услуг), выходу на новые европейские рынки сбыта, увеличивая прибыли предприятия. Автором проанализирована деятельность предприятия в сфере судостроения и судоремонта. Осуществлен предварительный экологический анализ деятельности и идентифицированы наиболее существенные влияния отделов предприятия на состояние окружающей природной среды. На основе установленных ключевых экологических аспектов предложен вариант экологической политики. Основной акцент в этой декларации о намерениях предприятия по изменению вектора в своем отношении к окружающей среде нужно переместить в сторону уменьшения энергопотребления путем внедрения энергоэффективных технологий. Кроме того, руководству необходимо уделить особое внимание проведению образовательной работы в сфере охраны окружающей среды и охраны труда для оптимального привлечения и поощрения инициатив работников, направленных на улучшение экологического имиджа предприятия. На основе экологической политики следует разработать экологическую программу системы экологического менеджмента, которая является неотъемлемым элементом постепенного достижения целей, определенных экологической политикой предприятия. Экологическая программа, которая будет выполняться в полном объеме, позволит не только четко распределить обязанности, средства и сроки для достижения поставленных целей предприятия, но и станет индикатором функционирования эффективной и результативной системы экологического менеджмента в целом.

**Ключевые слова:** система экологического менеджмента; предыдущий экологический анализ; экологический аспект; экологическая политика; экологическая программа; агломерація.

## References

- [1] Bezborodova, O. Ye., & Vershinin, N. N. (2014). Ekologicheskiiy menedzhment na predpriyatii. [Ecological management at the enterprise]. Nauka i sovremennost, 31, 100-105 [in Russian].
- [2] Bezborodova, O. Ye. (2011). Identifikatsiya i otsenka ekologicheskikh aspektov deyatelnosti predpriyatya. [Identification and assessment of environmental aspects of the enterprise]. Molodezh. Nauka. Innovatsii, 293-295 [in Russian].

- [3] DSTU ISO 14001:2015 (2016). Sistemi ekologichnogo upravlinnya. Vimogi ta nastanovi shchodo zastosovuvannya [Environmental management systems. Requirements and guidelines for application]. (ISO 14001:2015, IDT). Kyiv [in Ukrainian].
- [4] Khoroshavin, A. V. (2014). Analiz problem rezultativnogo vnedreniya sistem ekologicheskogo menedzhmenta. Primeneniye protsessnogo podkhoda v ekologicheskome menedzhmente [Analysis of the problems of effective implementation of environmental management systems. Application of the process approach in environmental management]. Nauchnyy zhurnal NIU ITMO, 3, 614–624 [in Russian].
- [5] Barabash, O. V. (2015). Combination of approaches of management for effective introduction and functioning of the environmental management system. Acta Carpathica, 24, 81–88 [in Polish].
- [6] Firuz, D. (2011). Economic instruments of environmental management. Proceedings of the International Academy of Ecology and Environmental Sciences, 1 (2), 97–111 [in Turkish].
- [7] Gwen, Ch., Fetsko, M., & Hendrickson, Ch. (2004). Environmental Management Systems and ISO 14001. Certification for Construction Firms. Journal of construction engineering and management, 330–336 [in English].
- [8] Kyivskiy sudnobudivnyi-sudnoremontnyi zavod [Kiev Shipbuilding Ship Repair Plant]. Retrieved from [https://youcontrol.com.ua/catalog/company\\_details/03149949/](https://youcontrol.com.ua/catalog/company_details/03149949/) (Last accessed: 25.01.2019).

**Постановка задачі.** Погіршення стану навколишнього природного середовища, що спостерігається останнім часом в Україні, в основному спричинене надмірними викидами пересувних джерел та діяльністю промислових підприємств із високим ступенем екологічної небезпеки. Наслідками такого впливу є розбалансованість компонентів екосистеми, зниження якості життя населення й зменшення можливостей для соціоеколого-економічного розвитку міст та агломераційних утворень.

В Україні інтенсивно відбувається заглиблення процесів агломерування, що позначається на необхідності розвитку методологічних підходів для забезпечення екологічної безпеки найбільших міських агломерацій і їх структурних елементів на шляху до збалансованого розвитку держави.

Агломерації — це соціоеколого-економічні комплекси, де економічна сторона має відповідати за матеріальні засади населення, соціальна — його добробут та громадянські права, а екологічна — забезпечувати якість життя, здоров'я нації та її майбутніх поколінь.

Систему екологічного менеджменту (СЕМ), впроваджену на підприємствах України згідно зі стандартом ДСТУ ISO 14001:2015 [3], можна вважати дієвим інструментом, а натомість і найбільш визнаною, а за дотримання вимог стандарту її результативною та ефективною міжнародною ініціативою для забезпечення екологічної безпеки великих міст і агломерацій України. Незважаючи на добровільний характер стандарту, слід зазначити, що основною його метою є створення спеціалізованої сфери управління, яка починається з розуміння необхідності розробки сучасних підходів та усвідомленої і вмотивованої діяльності, спрямованої в бік мінімізації негативного впливу діяльності підприємства на природні об'єкти та їх ресурси шляхом виконання екологічної політики та реалізації екологічної програми СЕМ.

У сучасних складних умовах, які призвели до економічної та політичної кризи в нашій державі, впровадження СЕМ і її підтримання у дієвому стані на підприємствах вважається витратним та нерентабель-

ним процесом. Проте за умови правильно підібраних управлінських підходів [5] така екологічна реформа всіх відділів підприємства та усвідомлення проблем працівниками допоможе покращити екологічний імідж, зменшити витрати на штрафи й постійне усунення аварійних ситуацій, дасть змогу розширити асортимент продукції і вийти на європейські ринки збуту, тим самим збільшити прибутки підприємства.

Тому першорядним завданням для забезпечення екологічної безпеки агломерацій, які, незважаючи на відсутність правової підтримки з боку держави, існують і розвиваються, є зміна вектора мислення у секторі економіки з техногенно-господарського на соціально-екологічний.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розробка, впровадження, методичні та управлінські підходи до створення системи екологічного менеджменту для підприємств стали об'єктом дослідження багатьох провідних вітчизняних та зарубіжних науковців. Основні переваги впровадження та економічної ефективності СЕМ на підприємствах розглядали О. Є. Безбородова, М. М. Вершинін [1, 2], D. Firuz [6]. Порядок ідентифікації та ранжування екологічних аспектів, згідно з ISO 14001, висвітлено у праці А.В. Хорошавіна [4]. Проблеми та перспективи розвитку екологічної сертифікації як механізму необхідного для конструювання організації вивчали Ch. Gwen, M. Fetsko, Ch. Hendrickson [7]. Проте фактично відсутні дослідження, в яких би зосереджувалися на розробці документації СЕМ для реального підприємства.

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — здійснення попереднього аналізу та розробка екологічної політики на основі ідентифікації екологічних аспектів та впливу діяльності ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» для впровадження системи екологічного менеджменту.

**Основний матеріал.** ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» територіально розташований у гавані р. Дніпро в центрі м. Києва. Протя-



гом багатьох років завод будував річкові судна і баржі та був основною судноремонтною базою для суден усіх типів на р. Дніпро.

За даними попереднього аналізу діяльності підприємства встановлено, що у ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» збудовано 148 корпусів та проведено ремонт більше ніж 470 суден, з яких протягом 1992–2011 рр. зведено 10 повнокомплектних суден, 9 корпусів суден (як для іноземних замовників, так і для внутрішнього ринку), відремонтовано більше ніж 190 плавзасобів [8].

ПАТ «Київський суднобудівний судноремонтний завод» складається із цехів і відділів (рис. 1), які спеціалізуються на суднобудуванні та судноремонті плавзасобів, здійснюючи модернізацію і переобладнання річкових суден та суден змішаного «ріка–море» типів довжиною до 120 м, шириною до 16,2 м, вагою до 1800 т.

Висококваліфіковані фахівці і сучасне обладнання дають змогу проводити такі роботи з ремонту корпусу, як підйом суден на стапель та їх спуск на воду після ремонту; піскоструминне очищення корпусу; ремонт із заміною елементів корпусу; ремонт трубопроводів, донно-бортової арматури, насосів; малярні роботи. ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» має в своєму розпорядженні багатофункціональне обладнання та виробничі потужності, які дають змогу здійснювати широкий спектр видів металообробки (від механічного до плазмового різання металу). Серед послуг, які надає підприємство, окремо потрібно виділити вантажні та пасажирські перевезення [8].

У результаті проведеного попереднього аналізу, використовуючи методики, надані компанією «Бюро Верітас», були визначені екологічні аспекти та вплив на навколишнє середовище досліджуваного об'єкта відповідно до чинних нормативно-правових актів України (табл. 1).

Після ідентифікації екологічних аспектів діяльності ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» визначено суттєві екологічні аспекти, тоб-

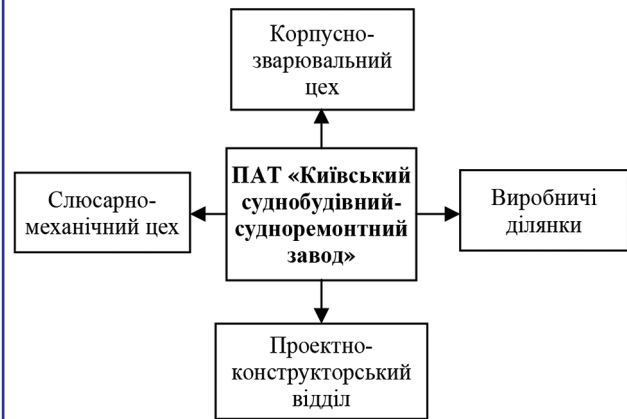


Рис. 1. Структура ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод»

то ті, що здійснюють суттєвий вплив на навколишнє природне середовище.

Немає єдиної методики для визначення суттєвих екологічних аспектів. Кожне підприємство використовує методику, запропоновану тією аудиторською організацією, яка надалі буде здійснювати сертифікаційний аудит СЕМ. Проте всі методики щодо визначення суттєвих екологічних аспектів та впливів підприємства на довкілля поєднує загальне правило — оцінка має проводитися послідовно для кожного окремого екологічного аспекту.

Критерії оцінки суттєвих екологічних аспектів мають бути повними, перебувати у вільному доступі і мати можливість для незалежної перевірки. Для визначення критеріїв оцінки суттєвих екологічних аспектів пропонуємо використовувати такі характеристики (табл. 2).

Визначення суттєвих екологічних аспектів ґрунтується на математичних обчисленнях балів, призначених кожному з аспектів на основі критеріїв оцінки. Іноді також рекомендується використовувати множник, пропорційний бальній оцінці можливостей здійснення контролю такого аспекту. Суттєвими визнаються аспекти, яким відповідають найбільші значення обчислень, або аспекти, що потрапляють у певний діапазон.

Таблиця 1. Ідентифікація екологічних аспектів діяльності ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод»

Діяльність/ послуга	Екологічний аспект	Вплив на навколишнє середовище	Відповідність законодавству
Суднобудування та судноремонт	1) використання нових деталей та зношення старих; 2) задимлення повітря; 3) шум; 4) споживання електроенергії; 5) використання фарб, емалі, лаку;	1) відходи; 2) забруднення ґрунту; 3) забруднення поверхневих та підземних вод; 4) виснаження природних ресурсів; 5) забруднення атмосферного повітря;	Закон України (ЗУ) «Про відходи»; Земельний кодекс України; Кодекс України про надра; Водний кодекс України; ЗУ «Про енергетику»; ЗУ «Про охорону навколишнього природного середовища»; ЗУ «Про охорону здоров'я»;
Перевезення пасажирів та вантажів	6) виникнення металевої стружки; 7) виникнення високих температур; 8) використання мийних засобів; 9) використання пально-мастильних матеріалів, лугів	6) тиск на організм людини; 7) зменшення біологічного різноманіття та видового багатства флори і фауни	ЗУ «Про охорону земель»; Кодекс законів про працю України; ЗУ «Про охорону атмосферного повітря»; ЗУ «Про охорону праці»; ЗУ «Про пожежну безпеку»; ЗУ «Про рослинний світ»

Таблиця 2. Критерії оцінки суттєвих екологічних аспектів діяльності підприємства

Екологічні характеристики	Господарські, соціальні, правові й інші пов'язані характеристики	Контроль екологічного аспекту з боку організації
Масштаб впливу	Наявність і дотримання вимог нормативних актів	Внутрішні регламенти та інструкції
Потужність впливу	Вплив на інші процеси	Можливість впливу на потужність, масштаб і частоту виникнення
Частота впливу	Відношення зацікавлених сторін	Витрати, необхідні для контролю аспекту
Тривалість впливу		

Нами встановлено, що найбільше потребують коригування суттєві екологічні аспекти, пов'язані з діяльністю підприємства під час виробництва і ремонту двигунів і турбін, у разі перевезення пасажирів та вантажів, піскоструминного очищення металів і вальцювання.

На основі визначених суттєвих екологічних аспектів пропонуємо варіант екологічної політики для ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод». Екологічна політика підприємства має чітко визначати необхідні й вимірні цілі щодо зменшення негативного впливу на навколишнє природне середовище, стати не лише заявою підприємства про свої домінанти та принципи, пов'язані із загальною екологічною ефективністю, але й бути основою для дій та встановлення цільових і планових екологічних показників і має включати у себе наміри:

- 1) зменшити викиди від використання палива під час перевезення вантажів та пасажирів;
- 2) зменшити енергоспоживання шляхом запровадження енергоефективних технологій під час ремонту і виробництва;
- 3) працювати у напрямі впровадження новітніх технологій щодо очистки стічних вод;

4) проводити освітню роботу в сфері охорони навколишнього середовища та охорони праці, а також заохочувати ініціативи працівників, спрямовані на поліпшення екологічного іміджу підприємства;

5) співпрацювати з громадськими екологічними організаціями.

На основі екологічної політики підприємство має розробити екологічну програму СЕМ для досягнення намірів, які були заявлені в екологічній політиці підприємства. Діяльність щодо розробки і впровадження програми (або програм) має надзвичайне значення у досягненні керівництвом підприємства поставлених цілей та для виконання завдань, які дадуть змогу забезпечити функціонування ефективної та результативної системи екологічного менеджменту. Програма СЕМ має визначати завдання й задачі організації на найближчі 3–5 років, ураховуючи необхідні строки виконання, визначаючи відповідальних осіб та зважаючи на виділення необхідних коштів для забезпечення і досягнення цілей, зазначених в екологічній політиці підприємства.

**ВИСНОВКИ.** У результаті проведеного попереднього екологічного аналізу діяльності ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод» були ідентифіковані екологічні аспекти та встановлені види впливу підприємства на навколишнє середовище. Визначено, що найбільше потребують коригування екологічні аспекти, пов'язані з процесами під час суднобудівних та судноремонтних видів діяльності та у разі перевезення пасажирів і вантажів. Розроблений варіант екологічної політики на основі суттєвих екологічних аспектів дасть змогу акцентувати увагу керівництва на першочергових проблемах, які необхідно вирішувати для зменшення негативного впливу на навколишнє природне середовище під час здійснюваних видів робіт у цехах та відділах ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод».

Подальші дослідження будуть здійснюватися у напрямі визначення і розрахунку сукупних витрат на впровадження системи екологічного менеджменту ПАТ «Київський суднобудівний-судноремонтний завод».

## Список літератури

- [1] Безбородова, О. Е., & Вершинин, Н. Н. (2014). Экологический менеджмент на предприятии. *Наука и современность*, 31, 100–105.
- [2] Безбородова, О. Е. (2011). Идентификация и оценка экологических аспектов деятельности предприятия. *Молодежь. Наука. Инновации*, 293–295.
- [3] ДСТУ ISO 14001:2015 (2016). *Системи екологічного управління. Вимоги та настанови щодо застосовування (ISO 14001:2015, IDT)*. Київ.
- [4] Хорошавин, А. В. (2014). Анализ проблем результативного внедрения систем экологического менеджмента. Применение процессного подхода в экологическом менеджменте. *Научный журнал НИУ ИТМО*, 3, 614–624.
- [5] Barabash, O. V. (2015). Combination of approaches of management for effective introduction and functioning of the environmental management system. *Acta Carpatica*, 24, 81–88.
- [6] Firuz, D. (2011). Economic instruments of environmental management. *Proceedings of the International Academy of Ecology and Environmental Sciences*, 1 (2), 97–111.
- [7] Gwen, Ch., & Fetsko, M., Hendrickson Ch. Environmental Management Systems and ISO 14001. Certification for Construction Firms. *Journal of construction engineering and management*, 330–336. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9364(2004)130:3(330).
- [8] *Київський суднобудівний-судноремонтний завод*. Отримано з [https://youcontrol.com.ua/catalog/company\\_details/03149949/](https://youcontrol.com.ua/catalog/company_details/03149949/) (дата звернення: 25.01.2019).

© О. В. Барабаш

Статтю рекомендує до друку  
д-р біол. наук, проф. Г. Г. Трохименко



**Aleksey V. Naumuk**  
Наумук Олексій  
Володимирович



**Evgeniy G. Prokofiev**  
Прокоф'єв  
Євгеній  
Геннадійович



**Yuriy A. Sitsylitsyn**  
Сіциліцин Юрій  
Олександрович



**Alyona V. Chorna**  
Чорна Альона  
Віталіївна



**Aleksandr S. Koreckiy**  
Корецький  
Олександр  
Сергійович

УДК 004.415:622.587

## **DEVELOPMENT OF SOFTWARE FOR PREDICTING THE PRESSURE OF GROUNDWATER IN THE AREA OF UNDERGROUND STRUCTURES OF CYLINDRICAL FORM**

**РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ТИСКУ ҐРУНТОВИХ ВОД У ЗОНІ ПІДЗЕМНИХ СПОРУД ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.25

**Aleksey V. Naumuk**

**О. В. Наумук**, ст. викл.  
naumuk@mdpu.org.ua  
ORC ID: 0000-0002-3246-8260

**Evgeniy G. Prokofiev**

**Є. Г. Прокоф'єв**, ст. викл.  
prokofiev@mdpu.org.ua  
ORC ID: 0000-0002-7708-5802

**Yuriy A. Sitsylitsyn**

**Ю. О. Сіциліцин**, ст. викл.  
yuriy@mdpu.org.ua  
ORC ID: 0000-0002-3888-5575

**Alyona V. Chorna**

**А. В. Чорна**, асистент  
alonachorna@gmail.com  
ORC ID: 0000-0002-0062-1144

**Aleksandr S. Koreckiy**

**О. С. Корецький**, магістрант  
dm-scorpio@mail.ru  
ORC ID: 0000-0003-4707-2274

*Melitopol State Pedagogical University named after Bogdan Khmelnytsky, Melitopol*

*Мелітопольський державний педагогічний університет  
імені Богдана Хмельницького, Мелітополь*

**Abstract.** The theoretical substantiation of the need to develop a software for predicting groundwater pressure on underground structures of cylindrical shape has been analyzed and reflected. In the course of the study, the process of developing a software for predicting groundwater pressure in the area of underground structures of a cylindrical shape was described. During the development of the algorithm of the future software, the basic chemical and physical characteristics of the soil were determined which should be taken into account when forecasting the pressure of groundwater, namely: the rate of filtration, the physical and chemical properties of the soil, the infiltration (raining, melting of the snow), the work of pressure from the reservoirs and other sources. Other factors are considered unimportant in forecasting. The stages of the process of developing a mathematical model of a software tool are shown. The basic soils, their physical properties, the level of porosity, the redistribution of pressure in the reservoir, the capillarity, etc. were analyzed. The work used to elucidate the used formulas for calculating the influence of groundwater on the physical features of different soils used in the development of a mathematical model of a software tool, modification of existing formulas was carried out, and a mathematical apparatus for predicting groundwater pressure in a zone of underground structures of a cylindrical shape, based on the Darcy formulas, Shhelkachyov, the main formula in the theory of elastic fluid filtration regime and others. The process of development of software for forecasting the impact of groundwater on underground structures of cylindrical shape and elements of the created software tool is revealed. The results of tests of the finished software on the example of prediction of groundwater pressure on the structure are presented in the model when calculating exact values of the used soil type. The results of the development are the basis for future developments and improve the accuracy of prediction of groundwater pressure in the area of underground structures of a cylindrical shape and can be used as a template for the future development of software for predicting groundwater pressure on underground structures.

**Keywords:** pressure; soil; construction; programming; algorithmization.

**Анотація.** Проаналізовано та відображено теоретичне обґрунтування потреби розробки програмного засобу прогнозування тиску ґрунтових вод на підземні споруди циліндричної форми. У ході дослідження був описаний процес розробки програмного засобу прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми. Під час розробки алгоритму майбутнього програмного засобу було визначено основні хімічні та фізичні характеристики ґрунтів, які доцільно враховувати під час прогнозування тиску ґрунтових вод: швидкість фільтрації, фізико-хімічні властивості ґрунту, інфільтраційне підживлення (дощі, танення снігу), робота тиску з водою та інших джерел. Інші фактори вважаються неважливими під час прогнозування. Наведено етапи процесу розробки математичної моделі програмного засобу. Проаналізовано основні ґрунти, їх фізичні властивості, рівень пористості, перерозподіл тиску в пласті, капілярність тощо. Подано використані формули розрахунку впливу ґрунтових вод на фізичні особливості різних ґрунтів, що застосовувалися під час розробки математичної моделі програмного засобу, проведено модифікацію наявних формул та розроблено математичний апарат прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми, який базується на формулах Дарсі, Щелкачова, основній формулі в теорії пружного режиму фільтрації рідини та ін. Розкрито процес розробки програмного засобу прогнозування впливу ґрунтових вод на підземні споруди циліндричної форми та елементи створеного програмного засобу. Відображено результати тестувань готового програмного засобу на прикладі прогнозування тиску ґрунтових вод на споруду за внесення до моделі розрахунку даних точних значень використаного типу ґрунту. Результати розробки є основою для майбутніх доробок та покращення точності прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми і можуть бути застосовані як шаблон майбутніх розробок програмних засобів прогнозування тиску ґрунтових вод на підземні споруди.

**Ключові слова:** тиск; ґрунт; будівництво; програмування; алгоритмування.

**Аннотация.** Проанализировано и отражено теоретическое обоснование необходимости разработки программного средства прогнозирования давления грунтовых вод на подземные сооружения цилиндрической формы. В ходе исследования был описан процесс разработки программного средства прогнозирования давления грунтовых вод в зоне подземных сооружений цилиндрической формы. При разработке алгоритма будущего программного средства были определены основные химические и физические характеристики грунтов, которые целесообразно учитывать при прогнозировании давления грунтовых вод: скорость фильтрации, физико-химические свойства грунта, инфильтрационная подкормка (дожди, таяние снега), работа давления из водоемов и других источников. Другие факторы считаются неважными при прогнозировании. Приведены этапы процесса разработки математической модели программного средства. Проанализированы основные грунты, их физические свойства, уровень пористости, перераспределение давления в пласте, капиллярность и тому подобное. Поданы использованные формулы расчета влияния грунтовых вод на физические особенности различных грунтов, которые применялись при разработке математической модели программного средства, проведено модификацию имеющихся формул и разработан математический аппарат прогнозирования давления грунтовых вод в зоне подземных сооружений цилиндрической формы, основанный на формулах Дарси, Щелкачёва, основной формуле в теории упругого режима фильтрации жидкости и др. Раскрыто процесс разработки программного средства прогнозирования влияния грунтовых вод на подземные сооружения цилиндрической формы и элементы созданного программного средства. Отражены результаты тестирования готового программного средства на примере прогнозирования давления грунтовых вод на сооружение за внесение в модель расчета данных точных значений использованного типа грунта. Результаты разработки являются основой для будущих доработок и улучшения точности прогнозирования давления грунтовых вод в зоне подземных сооружений цилиндрической формы и могут быть применены в качестве шаблона будущих разработок программных средств прогнозирования давления грунтовых вод на подземные сооружения.

**Ключевые слова:** давление; ґрунт; строительство; программирование; алгоритмирование.

## References

- [1] Makovetskiy, O. A. (2018). Otsenka vliyaniya podtopleniya gorodskikh territoriy na izmeneniye fiziko-mekhanicheskikh svoystv gruntov. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Prikladnaya ekologiya. Urbanistika* [Assessment of the impact of flooding of urban areas on changes in the physical and mechanical properties of soils. *Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Applied ecology. Urbanism*], 1. 148–159.
- [2] Makovetskiy, O., & Zuev, S. (2016). Practice device artificial improvement basis of soil technologies jet grouting. *Procedia Engineering*, 165. 504-509.
- [3] Six, J., Camerata, J., Bevan, J., Greer, P., & White, J. (2015). *Hydraulics. Arizona*: Technical Learning College.

- [4] Kurbatov, V. L., & Kondarkov, I. M. (2015) Opusknyye sooruzheniya. *Effektivnyye stroitel'nyye kompozity* : sb. nauch.-prakt. konf. k 85-letiyu zasluzh. deyat. nauki RF, akademika RAASN, doc. tekhn. n. YU. M. Bazhenova [Draft facilities. Efficient construction composites: Sat. scientific-practical Conf. to the 85th anniversary deserved. activities Science of the Russian Federation, Academician of RAACS, Dr. those. n Yu. M. Bazhenov]. Belgorod, 1–6.
- [5] *Proyektirovaniye elektrokhimicheskoy obrabotki gruntov. Koeffitsiyent fil'tratsii glinistykh gruntov* [Design of electrochemical treatment of soils. Filtration coefficient of clay soils]. Retrieved from: <http://www.groont.ru/electro/projecting/12.html>.
- [6] Basniyev, K., Dmitriyev, N., Kanevskaya, R., & Maksimov, V. (2006) *Podzemnaya gidromekhanika. 2-ye izdaniye* [Underground fluid mechanics. 2nd edition]. M.: Institute of Computer Research.
- [7] Kryetov, V., & Malyshev, V. (2015) *Tekhnichna termodynamika ta teploperedacha* [Technical thermodynamics and heat transfer]. Kiev: Ed. University "Ukraine".
- [8] *Uprugost' i plastichnost' gornykh porod* [Elasticity and plasticity of rocks]. Retrieved from: <http://www.drillings.ru/uprugost>.
- [9] Ponomarev, A. B., Makovetsky, O. A., & Savinov, A. V. (2003) Problemy inzhenernoy zashchity gorodskikh territoriy ot podtopleniya. Rekonstruktsiya istoricheskikh gorodov i geotekhnicheskoye stroitvo [Problems of engineering protection of urban areas from flooding. Reconstruction of historic cities and geotechnical construction]: *tr. international conf. on geotechnics*. — M.: ACB, t. 2.
- [10] Xiangfu, Chen. (2011) *Settlement Calculation on High-Rise Buildings*. Springer, 450 p.

**Постановка задачі.** Сучасний світ характеризується великою кількістю постійних змін, які супроводжують людство у всіх питаннях навколишнього світу. Однією з провідних проблем є проблема глобального потепління та збільшення рівня світового океану, яке, у свою чергу, призводить до збільшення кількості вологи у ґрунтах середньоконтинентальних ареалів. Глобальне потепління буде відчуватися не тільки через багато десятиліть, це відбувається вже сьогодні. До основних видів його впливу належать такі: збільшення екстремальних погодних явищ; підвищення рівня моря; зникнення льодовиків та полярного льоду; пошкодження коралів; зміни у дикій природі; погіршення здоров'я людей, зокрема велика кількість векторів захворювань. Незважаючи на те, що прямий зв'язок із глобальним потеплінням важко встановити для деяких із цих явищ окремо, безліч змін разом чітко свідчать про зростаючу небезпеку глобального потепління для економіки, здоров'я людей та екосистем, від яких люди й інші види залежать. Згідно з наявними даними, глобальне потепління збільшило інтенсивність опадів протягом останніх десятиліть. Наприклад, у грудні 1999 року Венесуела побачила найбільші місячні опади впродовж 100 років, масові зсуви та повені, внаслідок яких загинули близько 30 000 осіб. Протягом двох днів у місті Маектія дощі випали з інтенсивністю, яка звичайно спостерігалася лише раз на 1 000 років. Усі ці процеси мають катастрофічні наслідки, які важко спрогнозувати без похибок, а беручи до уваги постійну зміну середовища, похибка зростає з кожним роком у значній прогресії.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

У різні часи вивченням ґрунтових вод та їх впливу на щільність ґрунту займалися багато вчених, серед яких М. І. Кузьмін, Є. Б. Карабанов, С. М. Фотієв,

В. М. Максимов, А. М. Овчинников, В. М. Пономарьов, В. В. Шепелев та багато інших.

У наш час глобального перенаселення все частіше постають питання заселення малозаселених територій, їх забудівництва та розростання. Постійне перенаселення регіонів призводить до необхідності перебудови будівель у напрямку вертикалі, тобто добудівництва багатоповерхових будівель як над шаром землі, так і під ним. Розрахунок тиску ґрунтів та ґрунтових вод на ці споруди займає велику кількість часу та несе велику небезпеку життям людей при допущенні помилок у розрахунках, тому ми вважаємо актуальною тему розробки програми для прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд на прикладі споруд циліндричної форми.

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** — розробка програми для прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми.

**Основний матеріал.** Вплив підземних вод на підземні частини будівельних споруд може призвести до тяжких наслідків. Підтоплення будівель викликає зміну властивостей матеріалів, а в деяких випадках тиск води у водоносних шарах призводить до деформації і руйнування конструкцій. Тому вивчення розподілу тиску води в зоні підземних споруд має практичний інтерес. Вихідні дані для проведення прогнозів відрізняються великим спектром [1, с. 153–154], [2, с. 507], що ускладнює проведення теоретичного аналізу. Проте розробка математичних моделей на основі формули Дарсі [3] може значною мірою полегшити прогнозування ситуації, пов'язаної з можливістю руйнування будівельних об'єктів за наявності ґрунтових вод. Зазвичай ґрунтові води розташовані в першому водоносному горизонті [4]. Міжпластові води перебувають між двома шарами, нижче від інших підземних вод.

Тиск, що викликається підземними водами, визначається швидкістю фільтрації і залежить від фізико-хімічних властивостей ґрунту, інфільтраційного підживлення (дощі, танення снігу), роботи тиску з водою та інших факторів.

Рух рідини в пористих ґрунтах відбувається під дією капілярних сил або сил механічної природи. Розрізняють три види пір: сверхкапілярні (більше 500 мкм), капілярні (0,2...500 мкм) і субкапілярні (менше 0,2 мкм) [1, с. 155]. У капілярних порах рух рідини визначається силами молекулярного зчеплення. Субкапілярні пори характерні для глинистих порід, фільтрація води в них практично неможлива. Оціночні величини пористості в різних ґрунтах наведено в табл. 1 [2].

Швидкість фільтрації рідини прийнято визначати за допомогою формули Дарсі [3]

$$w = -k_{\phi} \frac{dH}{dx}, \text{ м/с}, \quad (1)$$

де  $k_{\phi}$  — коефіцієнт фільтрації, який дорівнює швидкості фільтрації в м/с, виміряної для одиничного градієнта напору води  $dH/dx = 1$ .

При дослідженні водопроникності ґрунтів частіше використовується аналог формули (1), коли швидкість потоку рідини зв'язується з градієнтом тиску [3]:

$$w = -\frac{k}{\mu} \frac{dp}{dx}, \quad (2)$$

де  $k$  — коефіцієнт проникності,  $\text{м}^2$ ,  $\mu$  — коефіцієнт динамічної в'язкості рідини в Па·с.

Тиск  $p$  викликається висотою водяного стовпа  $H$  і дорівнює добутку густини води  $\rho$  на прискорення сили тяжіння  $g$ , тому зв'язок між коефіцієнтами фільтрації та проникності можна виявити з урахуванням виразів (1) і (2):

$$k = k_{\phi} \mu / \rho g. \quad (3)$$

На практиці часто застосовують кінематичну в'язкість рідини  $\eta = \mu / \rho$ , де  $\rho$  — густина рідини,  $\text{кг/м}^3$ , коефіцієнт  $\eta$  вимірюється в одиницях  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Водопроникні ґрунти складаються з великоуламкових порід, галечника, гравію, пісків, тріщинуватих порід та інших. До водонепроникних ґрунтів належать масивнокристалічні породи (граніт, мармур) і щільні глини, до напівпроникних порід — глинисті піски, пухкі пісковики, пухкі мергелі тощо. Величина коефіцієнта фільтрації  $k_{\phi}$  різних ґрунтів [5] наведена в табл. 2.

Формули (1)–(3) є теоретичною основою для дослідження перенесення рідини в пористих ґрунтах [6–8]. Згідно з даними табл. 1 і 2, фізико-хімічні властивості ґрунтів змінюються на кілька порядків, що зумовлює зміну швидкості фільтрації води в широкому діапазоні.

Розглянемо рух води у водоносному ґрунтовому шарі товщиною  $h$ , коли швидкість фільтрації описується формулою (2). Рівняння швидкості перерозподілу тиску в пласті має вигляд [6]

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \chi \Delta p(x, y, z), \quad (4)$$

де  $\chi$  — коефіцієнт провідності тиску, іноді називається коефіцієнтом  $p$ 'езопровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Для визначення коефіцієнта  $p$ 'езопровідності використовують формулу Щелкачова [9]

$$\chi = \frac{k}{\mu(m\beta_e + \beta_{\text{гр}})} = \frac{k_{\phi}}{\rho g(m\beta_b + \beta_{\text{гр}})}, \quad (5)$$

де  $m$  — пористість;  $\beta_b$  — коефіцієнт об'ємного стиснення води;  $\beta_{\text{гр}}$  — коефіцієнт об'ємного стиснення твердої частини ґрунту,  $1/\text{Па}$ .

Оскільки значення  $\beta_b = 4,9 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{н}$  [7], а  $\beta_{\text{гр}} = 10^{-11} \dots 10^{-12} \text{ м}^2/\text{н}$  [8], то формулу (5) можна спростити:

$$\chi = \frac{k}{\mu m \beta_b} = \frac{k_{\phi}}{\rho g m \beta_b}. \quad (6)$$

Коефіцієнти  $p$ 'езопровідності ґрунтів  $\chi$ , обчислені за формулою (6) для  $\beta_b = 4,9 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{н}$  [7] з урахуванням даних табл. 2, наведені в табл. 3.

У плоско-радіальному випадку, коли тиск залежить тільки від радіуса, рівняння (4) набуває вигляду

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \chi \left( \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} \right). \quad (7)$$

Припустимо, що при  $r = 0$  з водоносного шару завтовшки  $h$  є місце стік дебітом  $D$ . Точне розв'язання (7) для початкових і граничних умов:

$$\begin{aligned} p(r, 0) &= P_0 = h\rho g = \text{const}; \\ p(\infty, t) &= P_0 = h\rho g = \text{const}; \\ D &= \text{const}, t > 0 \end{aligned} \quad (8)$$

**Таблиця 1.** Величина пористості в різних ґрунтах

Назва ґрунту	Пористість, %
Глина	6,0...50,0
Глинисті сланці	0,54...1,40
Пісок	6,0...52,0
Пісчаник	13,0...29,0
Вапняк	До 33
Доломіти	До 39

**Таблиця 2.** Значення  $k_{\phi}$  для різних ґрунтів [4]

Тип ґрунту	Пісок	Супіски	Суглинок	Глина
$k_{\phi}$ , м/с	$10^{-6} \dots 10^{-3}$	$10^{-8} \dots 10^{-5}$	$10^{-10} \dots 10^{-7}$	$10^{-11} \dots 10^{-9}$

**Таблиця 3.** Коефіцієнт  $\chi$  різних ґрунтів

Тип ґрунту	Пісок	Супіски	Суглинок	Глина
Пористість, %	30	25	20	10
$\chi$ , $\text{м}^2/\text{с}$	$10^2 \dots 10^5$	$10^{-1} \dots 10^3$	$10^{-2} \dots 10$	$10^{-3} \dots 10^{-1}$

наводиться в роботі [5]:

$$p(r, t) = P_0 \left[ 1 - \frac{D\rho g}{4\pi h P_0 k_\phi} \int_z^\infty \frac{e^{-\alpha} d\alpha}{\alpha} \right], \quad (9)$$

де  $z = r^2/(4\chi t)$ .

Вираз (9) називається основною формулою в теорії пружного режиму фільтрації рідини [9]. Він може бути записаний у вигляді

$$p(r, t) = P_0 \left\{ 1 - \frac{D\rho g}{4\pi h P_0 k_\phi} [-E_i(-z)] \right\}, \quad (10)$$

де  $-E_i(-z)$  — інтегральна показова функція:

$$-E_i(-z) = -\ln z - 0,5772 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} z^n. \quad (11)$$

Частинна похідна функції (10) по радіусу з урахуванням (11)

$$\frac{\partial p(r, t)}{\partial r} = \frac{D\rho g}{2\pi h k_\phi r} \left[ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} z^n \right]. \quad (12)$$

Підставляючи вираз (12) у формулу (2), отримаємо швидкість фільтрації води в точці  $r > 0$

$$w = -\frac{D}{2\pi h r} \left[ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} z^n \right]. \quad (13)$$

Розв'язок (10) справедливий для умов (8) за наявності стоку  $D$  у точці  $r = 0$ . Використовуємо цей розв'язок для дослідження розподілу тиску в околиці труби кінцевого радіуса  $R$  [10].

Умови завдання напишемо у вигляді

$$\begin{aligned} p(r, 0) &= P_0 = h\rho g = \text{const}; \\ p(\infty, t) &= P_0 = h\rho g = \text{const} \text{ при } r > R. \end{aligned} \quad (14)$$

Припустимо, що на зовнішній поверхні труби радіусом  $R$  заданий потік визначається формулою (12), тобто має місце наступна гранична умова:

$$\frac{\partial p(r, t)}{\partial r} \Big|_{r=R} = \frac{D\rho g}{2\pi h k_\phi R} \left[ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} b^n \right], \quad (15)$$

де  $b = R^2/4t$ .

У цьому випадку розв'язком рівняння (7) з граничними умовами (14) і (15) для труби радіусом  $R$  буде функція (10). Зокрема, тимчасова залежність тиску на поверхні труби визначиться формулою

$$\begin{aligned} p(R, t) &= \\ &= P_0 \left\{ 1 + \frac{D\rho g}{4\pi h P_0 k_\phi} \left[ \ln b + 0,5772 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} b^n \right] \right\}. \end{aligned} \quad (16)$$

Вираз (16) зручно записати в безрозмірному вигляді

$$q(a, b) = 1 + a \left[ \ln b + 0,5772 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} b^n \right], \quad (17)$$

де

$$q(a, b) = p(R, t)/P_0; \quad a = D/4\pi h^2 k_\phi; \quad b = R^2/4\chi t. \quad (18)$$

При  $b \ll 1$  степеневий ряд у (16) швидко сходиться і тимчасова залежність тиску (17) спрощується:

$$q(a, b) = 1 + a(\ln b + 0,5772). \quad (19)$$

З формул (17) і (19) випливає, що тиск на поверхні труби із часом зменшується і при деякій величині  $t = t_{\max}$  дорівнюватиме нулю. Подальше збільшення часу призводить до появи негативного тиску, що позбавлене фізичного змісту. Отже, справедливність рішень (17) і (19) обмежена інтервалом часу:

$$t < t_{\max}. \quad (20)$$

Максимальному значенню часу  $t_{\max}$  відповідає мінімальна величина  $b_{\min} = R^2/4\chi t_{\max}$ , для знаходження  $t_{\max}$  і  $b_{\min}$  прирівняємо праву частину виразу (17) нулю:

$$1 + a \left[ \ln b_{\min} + 0,5772 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n!} b_{\min}^n \right] = 0. \quad (21)$$

Числовий розв'язок алгебраїчного рівняння (21) дозволяє знайти  $b_{\min}$  та  $t_{\max}$ . Якщо  $b$  достатньо мало, то для визначення  $t = t_{\max}$  можна скористатися наближеною формулою (19), звідки випливає, що нульовий тиск досягається при виконанні умови  $1 + a(\ln b_{\min} + 0,5772) = 0$ . Розв'язання цього рівняння дає

$$b_{\min} = \exp\left(-0,5772 - \frac{1}{a}\right). \quad (22)$$

Формули (16)–(22) дозволяють розрахувати основні параметри, що визначають тиск ґрунтових вод на поверхні підземної споруди циліндричної форми.

Розробка програми включала у себе кілька етапів:

1. Обробка інформаційних джерел за фізико-хімічними та фільтраційними властивостями пористих ґрунтів.
2. Розробка алгоритму розрахунку основних параметрів, що визначають тиск ґрунтових вод на підземні споруди з використанням формул (16)–(22).
3. Створення функцій, необхідних для отримання числових даних.
4. Розробка структури таблиць, що відображають результати обчислень.
5. Перевірка коректності виконання алгоритму.
6. Складання інструкції користувачеві при використанні програми.

Відповідно до поставленого завдання програмний продукт повинен забезпечувати виконання розрахунків тиску ґрунтових вод залежно від фільтраційних властивостей ґрунту і характеристик підземної споруди. Код містив певні функції:

1. Функція Data\_input () забезпечує введення вихідних даних.
2. Функція Data\_output () забезпечує висновок вихідних даних.

3. Функція  $Pas$  (double u, double v) з використанням точної формули (16) визначає величину тиску ґрунтових вод на підземну споруду залежно від безрозмірних параметрів, які містять в собі більшість вхідних факторів.

4. Функція  $Pas\_correct$  (double u, double v) розраховує безрозмірний тиск залежно від параметрів з використанням точної формули (16).

5. Функція  $Pas\_uncorrect$  (double u, double v) визначає наближене значення безрозмірного тиску залежно від безрозмірних параметрів з використанням формули (19).

6. Функція  $B_{min}$  (double u) показує залежність  $b_{min}$ ,  $t_{max}$  та  $a$ .

Створена програма повністю забезпечує функціонування всіх етапів алгоритму розв'язання задачі: вибір користувачем вихідних даних для проведення аналізу тиску ґрунтових вод на підземну споруду циліндричної форми; визначення залежності безрозмірного тиску  $q(a, b)$  від параметрів  $a$  і  $b$  відповідно до точної формули (17); обчислення залежності тиску  $q(a, b)$  від параметрів  $a$  і  $b$  відповідно до наближеної формули (19); розрахунок залежності параметра  $b_{min}$  від параметра  $a$  за формулами (21) і (22); висновок результатів обчислень на дисплеї.

Приклад залежності безрозмірного тиску ґрунтових вод  $q(a, b)$  від параметрів  $a$  і  $b$ , розрахованої за формулою (17), наведено в табл. 4.

Результати розрахунку за наближеною формулою (19) у разі вихідних даних, які використовувалися при заповненні табл. 4, подані в табл. 5.

Згідно з даними, наведеними в табл. 4 і 5, результати розрахунку тиску за наближеною формулою (19) при  $a \leq 0,12$  відрізняються від розрахунків за точною формулою (17) менше ніж на 4 %, тому при проведенні оціночних розрахунків можна обмежитися використанням простої формули (19). Параметр  $b_{min}$  відіграє велику роль. Він визначає межі адекватності математичної моделі: при  $b > b_{min}$  задача не має розв'язку. Залежність параметра  $b_{min}$  від параметра  $a$ , яка знайдена за формулами (21) і (22), наведена в табл. 6.

Значення визначені відповідно за формулами (21) і (22): рядок 1 — параметр  $a$ ; рядок 2 — точне значення  $b_{min}$ ; рядок 3 — наближене значення  $b_{min}$ .

Таблиця 6 дозволяє провести оцінку значень  $b_{min}$  залежно від параметра  $a$  в інтервалі  $a \leq 1,00$ , а також визначити відповідний тиск при використанні формули (17) для  $b = b_{min}$ . З табл. 6 видно, що параметри  $b_{min}$ , обчислені за точною формулою (21), а параметри  $b_{min}$ , розраховані з використанням наближеного виразу (22), збігаються до третього знака після коми в інтервалі значень  $a \leq 0,5$ . З підвищенням  $a$  розбіжність у розрахунках зростає і при  $a > 10$  складає більше 10 %.

Як приклад проведемо аналіз зміни тиску на поверхні циліндричної підземної споруди для наступних вихідних даних: радіус підземної споруди

ди 5 м; тип ґрунту — пісок або супісок з пористістю 20%; товщина водоносного шару 5 м; коефіцієнт фільтрації ґрунту  $10^{-5}$  м/с; коефіцієнт п'єзопровідності  $10,4$  м<sup>2</sup>/с; швидкість відкачування води  $D = 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с; множник у формулі (16)  $P_0 = 49050$  Па. Відповідно до наведених даних значення параметра  $a = D/4\pi h^2 k_f$  приймалося рівним 0,06366. Результати обчислень за точною формулою (16) наведені в табл. 7.

Тиск ґрунтових вод на нижню частину підземного спорудження за вибраних параметрів дорівнює  $P_0 = 49050$  Па. Вмикання насоса, що забезпечує швидкість відкачування води, дорівнює  $10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, тиск знижується через 1974 години до 1,0 Па.

Для отримання інформації про залежність тиску ґрунтових вод на підземну споруду від безрозмірних параметрів, які містять у собі більшість вхідних факторів (радіус споруди, швидкість відкачування води, час, коефіцієнт пористості ґрунту, коефіцієнт фільтрації ґрунту, коефіцієнт п'єзопровідності, товщина водоносного шару, в м, тощо), з використанням точної формули (16) ініціюють роботу функції  $Pas\_correct$  (double u, double v). На дисплеї висвічується інформація типу, наведеного на рис. 1.

Таблиця 4. Залежність безрозмірного тиску  $q(a, b)$  від параметрів

$a/b$	0,35	0,05	0,007	0,001	0,00014
0,030	0,995	0,929	0,869	0,810	0,751
0,060	0,991	0,858	0,737	0,620	0,502
0,090	0,986	0,787	0,606	0,430	0,253
0,120	0,982	0,716	0,475	0,240	0,0044

Таблиця 5. Залежність тиску  $q(a, b)$  від параметрів  $a$  і  $b$  відповідно до наближеної формули (19)

$a/b$	0,35	0,05	0,007	0,001	0,00014
0,030	0,986	0,927	0,868	0,810	0,751
0,060	0,972	0,855	0,737	0,620	0,502
0,090	0,957	0,782	0,605	0,430	0,253
0,120	0,943	0,710	0,474	0,240	0,0044

Таблиця 6. Залежність  $b_{min}$  від  $a$

$a$	0,03	0,04	0,05	0,08	$x$	0,50	1,00
$\lg(b_{min})$ , формула (21):	-14,73	-11,11	-8,94	-5,68	-3,15	-1,15	-0,76
$\lg(b_{min})$ , формула(22):	-14,73	-11,11	-8,94	-5,68	-3,15	-1,12	-0,68
$\lg(p(b_{min}))$ :	< -5	< -5	< -5	< -5	-5,7	-4,6	-4,0

Таблиця 7. Тимчасова залежність тиску на поверхні підземної споруди циліндричної форми

$t$ :	0,0004	3,3400	33,4000	167,000	1973,9953
$P_a$ :	49000	20000	13000	7700	1,0



Зависимость безразмерного давления  $q(a,b)$  от параметров  $a$  и  $b$   
в соответствие с точной формулой (18)  
Первая строка - параметр  $b$ , столбец слева - параметр  $a$

	0.35000	0.05000	0.00700	0.00100	0.00014
0.03	0.99	0.93	0.87	0.81	0.75
0.06	0.97	0.85	0.74	0.62	0.50
0.09	0.96	0.78	0.61	0.43	0.25
0.12	0.94	0.71	0.47	0.24	0.00

Рис. 1. Відображення результатів розрахунку залежності тиску ґрунтових вод на підземну споруду від безрозмірних параметрів

За необхідності можна отримати дані про залежність безрозмірного тиску від параметрів  $a$  і  $b$  з використанням наближеної формули (19), що забезпечується ініціюванням функції *Pas\_uncorrect* (*double u, double v*), величини тиску в паскалях, функцію *Pas* (*double u, double v*) і залежного параметра  $b_{\min}$  від параметра  $a$  за точною (21) і наближеною (22) формулами, функція  $B_{\min}$  (*double u*).

**ВИСНОВКИ.** У роботі було розкрито теоретичну основу розрахунку тиску ґрунтових вод на підземні основи, було визначено, що для розробки алгоритму доцільно використовувати формулу Дарсі. Після чого було вибрано основні характеристики ґрунтів, які доцільно враховувати при прогнозуванні тиску

ґрунтових вод: швидкість фільтрації, фізико-хімічні властивості ґрунту, інфільтраційне підживлення (дощі, танення снігу), робота тиску з водою та інші фактори. Обрані методи розробки та проектування дозволили розробити математичний алгоритм розрахунку, після чого реалізовано програмний засіб для прогнозування тиску ґрунтових вод у зоні підземних споруд циліндричної форми.

У подальшій роботі планується доробка та розвиток програмного засобу з метою розширення його функціоналу та зменшення рівня похибки для більш точного відображення результатів прогнозування в умовах постійної зміни навколишнього середовища.

## Список літератури

- [1] Маковецкий, О. А. (2018). Оценка влияния подтопления городских территорий на изменение физико-механических свойств грунтов. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Прикладная экология. Урбанистика*, 1, 148–159.
- [2] Makovetskiy, O., & Zuev, S. (2016). Practice device artificial improvement basis of soil technologies jet grouting. *Procedia Engineering*, 165, 504–509.
- [3] Six, J., Camerata, J., Bevan, J., Greer, P., & White, J. (2015). *Hydraulics*. Arizona: Technical Learning College.
- [4] Курбатов, В. Л., & Кондарков, И. М. (2015). Опускные сооружения. *Эффективные строительные композиции*: сб. науч.-практ. конф. к 85-летию заслуж. деят. науки РФ, академика РАН, д-ра техн. наук Ю.М. Баженова. Белгород, 1-6.
- [5] *Проектирование электрохимической обработки грунтов. Коэффициент фильтрации глинистых грунтов*. Получено с <http://www.groont.ru/electro/projecting/12.html> (дата звернення: 05.01.2019).
- [6] Басниев, К., Дмитриев, Н., Каневская, Р., & Максимов, В. (2006). *Подземная гидромеханика*. 2-е издание. Москва: Институт компьютерных исследований.
- [7] Кретов, В., & Малишев, В. (2015). *Технічна термодинаміка та теплопередача*. Київ: Вид-во Університету «Україна».
- [8] *Упругость и пластичность горных пород*. Получено с <http://www.drillings.ru/uprugost> (дата звернення: 29.12.2018).
- [9] Пономарев, А. Б., Маковецкий, О. А., & Савинов, А. В. (2003). Проблемы инженерной защиты городских территорий от подтопления. Реконструкция исторических городов и геотехническое строит-во: *тр. Международ. конф. по геотехнике*. Москва: АСВ, Т. 2.
- [10] Xiangfu, Chen (2011). *Settlement Calculation on High-Rise Buildings*: Springer, 450 p.

© Колектив авторів  
Статтю рекомендує до друку  
д-р біол. наук, проф. Г. Г. Трохименко

УДК 001.891:621.319.4

**DECREASE WEIGHT OF CONTACT CONDENSER  
OF GAS STEAM POWER PLANTS THROUGH INCREASE  
SEPARATION EFFECT OF FLUID****СНИЖЕНИЕ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ  
КОНТАКТНОГО КОНДЕНСАТОРА ЗА СЧЕТ ПОВЫШЕНИЯ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЛАГООТДЕЛЕНИЯ**

DOI 10.15589/SMI.2018.02.26

Aleksandr S. Bortsov

А. С. Борцов, соискатель  
oleksandr.bortsov@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0003-0458-6064

Anatoliy P. Shevtsov

А. П. Шевцов, д-р техн. наук, проф.  
aootnet@ukr.net  
ORC ID: 0000-0002-8692-6458*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** A solution to the actual problem of reducing weight-size parameters of the contact gas-steam turbine plant is provided by the article. Ensuring the return of water to the cycle, increasing the efficiency of moisture disengagement and reducing weight-size parameters of the elements of the contact condenser and the contact gas steam turbine plant is generally achieved due to the intensification of thermophysical processes from increasing the rate of movement of the gas-steam mixture. The substantiation of the proposed solution was carried out by the methods of mathematical modeling and analysis of the deposition processes, taking into account their mutual influence and sequence in a multistage inertial moisture disengagement-separator. The verification of the mathematical model of condensation and moisture disengagement processes was carried out on the basis of a comparison of the calculation results, taking into account volumetric condensation, with experimental data. It has been substantiated that increasing the efficiency of dropping moisture sedimentation by inertial method under various deposition conditions and the mutual influence of sequential separation processes on each other makes it possible to achieve maximum efficiency of total droplet deposition up to 0.99 with multi-stage moisture separation in contact condensers of gas-steam-turbine units. The total fractional efficiencies of droplet moisture deposition of successively implemented inertial deposition methods at two-phase flow rates from 1,9 to 2,16 m/s are characterized by the following indicators: for droplets with a diameter of more than 50 mkm to 0,999; about 25 microns to 0,281 and less than 10 microns to 0.05. To increase the overall fractional efficiency of droplet sedimentation when trapping droplets with a diameter of less than 10 microns, it is necessary to apply combined moisture disengagement based on turbophoretic, thermophoretic, diffusiphoretic forces, as well as turboimpact separation over a set reducing the duration of inertial deposition. In this case, the achievement of the maximum total droplet deposition can be achieved with a slight increase in the pressure drop from 5,1 to 20,49 Pa. With the efficiency of water return in the cycle close to 1 and moisture separation up to 0,99, it is possible to increase the speed of movement of the gas-steam mixture at the entrance to the contact condenser and to the moisture disengagement-separator, which allows to reduce the cross-sectional area of the contact condenser to 9,6 % with increasing aerodynamic resistance vapor flow up to 11,6 %.

**Keywords:** inertial separator; gas-vapor mixtures; separating surface.

**Аннотация.** Приведено решение актуальной задачи снижения массогабаритных показателей контактной газопаротурбинной установки. Обеспечение возврата воды в цикл, повышение эффективности влагоотделения и уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом достигаются за счет интенсификации теплофизических процессов от увеличения скорости движения газопаровой смеси. Обоснование предложенного решения выполнено методами математического моделирования и анализа процессов

осаждения с учетом их взаимного влияния и последовательности в многоступенчатом инерционном влагоотделителе-сепараторе. Верификация математической модели процессов конденсации и влагоотделения выполнялась на основании сравнения результатов расчета, с учетом объемной конденсации, с экспериментальными данными. Обосновано, что повышение эффективности осаждения капельной влаги инерционным способом при различных условиях осаждения и взаимном влиянии процессов последовательной сепарации друг на друга дает возможность достижения максимальной эффективности суммарного осаждения капель до 0,99 при многоступенчатом влагоотделении в контактных конденсаторах газопаротурбинных установок. Общие фракционные эффективности осаждения капельной влаги последовательно реализуемых инерционных способов осаждения при скоростях двухфазного потока от 1,9 до 2,16 м/с характеризуются следующими показателями: для капель диаметром более 50 мкм до 0,999; около 25 мкм до 0,281 и менее 10 мкм до 0,05. Для увеличения общей фракционной эффективности осаждения капельной влаги при улавливании капель диаметром менее 10 мкм необходимо применять комбинированное влагоотделение на основе турбофоретических, термофоретических, дифузиофоретических сил, а также турбоимпактной сепарации за счет сокращения продолжительности инерционного осаждения. Достижение максимального суммарного осаждения капель при этом может достигаться при незначительном увеличении перепада давления с 5,1 до 20,49 Па. При эффективностях возврата воды в цикл, близких к единице и влагоотделении до 0,99 возможно увеличение скорости движения газопаровой смеси на входе в контактный конденсатор и влагоотделитель-сепаратор, что позволяет уменьшить площадь поперечного сечения контактного конденсатора до 9,6 % при увеличении аэродинамического сопротивления движению газопарового потока до 11,6 %.

**Ключевые слова:** инерционный сепаратор; газопаровая смесь; сепарирующая поверхность.

**Анотація.** Наведено вирішення актуального завдання зниження масогабаритних показників контактної газопаротурбінної установки. Забезпечення повернення води в цикл, підвищення ефективності вологівідділення і зменшення масогабаритних показників елементів контактної конденсатора та контактної газопаротурбінної установки в цілому досягаються за рахунок інтенсифікації теплофізичних процесів від збільшення швидкості руху газопарової суміші. Обґрунтування запропонованого рішення виконано методами математичного моделювання та аналізу процесів осадження з урахуванням їх взаємного впливу і послідовності у багатоступінчатому інерційному вологівідділювачі-сепараторі. Верифікація математичної моделі процесів конденсації і вологівідділення виконувалася на підставі порівняння результатів розрахунку, з урахуванням об'ємної конденсації, з експериментальними даними. Обґрунтовано, що підвищення ефективності осадження крапельної вологи інерційним способом за різних умов осадження і взаємного впливу процесів послідовної сепарації один на одного дає можливість досягнення максимальної ефективності сумарного осадження крапель до 0,99 при многоступінчатому вологівідділенні у контактних конденсаторах газопаротурбінних установок. Загальні фракційні ефективності осадження крапельної вологи, що послідовно реалізуються інерційними способами осадження за швидкостей двофазного потоку від 1,9 до 2,16 м/с, характеризуються наступними показниками: для крапель діаметром більше 50 мкм до 0,999; приблизно 25 мкм до 0,281 і менше 10 мкм до 0,05. Для збільшення загальної фракційної ефективності осадження крапельної вологи при уловлюванні крапель діаметром менше 10 мкм необхідно застосовувати комбіноване вологівідділення на основі турбофоретичних, термофоретичних, дифузіофоретичних сил, а також турбоімпактної сепарації за рахунок скорочення тривалості інерційного осадження. Досягнення максимального сумарного осадження крапель при цьому може досягатися за незначного збільшення перепаду тиску із 5,1 до 20,49 Па. При ефективностях повернення води у цикл близьких до одиниці і вологівідділення до 0,99 можливе збільшення швидкості руху газопарової суміші на вході в контактний конденсатор і у вологівідділювач-сепаратор, що дозволяє зменшити площу поперечного перерізу контактної конденсатора до 9,6% при збільшенні аеродинамічного опору руху газопарового потоку до 11,6%.

**Ключові слова:** інерційний сепаратор; газопарова суміш; сепаруюча поверхня.

## References

- [1] Nelson A.L.C. *A Fifty percent plus efficiency mid range advanced change cycle*. ASME Paper GT-2002-30123-7p.
- [2] Cheng D. Y., Nelson Nelson A.L.C. *The Chronological development of Cheng cycle stream injected gas turbine during the past 25 years*. ASME Paper GT-2002-30119. 8p.
- [3] Haselbacher H., Fluttschi H. U., Fischer A. C. *Augmentation of gas turbine power output by stream injection*. ASME Paper GT-2001-GT-0107. 8p.
- [4] Blanco G. Ambs L. L., *Cost Optimization of water recovery systems for stream injection gas turbine*. ASME Paper GT-2002-30124. 9 p.
- [5] Kuznetsova S. A., Movchan S. N., Chobenko V. N. Shevtsov A. P. *Kompleksnoye energoresursosberezheniye pri ispolzovanii kontaktnykh gazoparoturbinykh ustanovok na morskikh ob'yektakh*. Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy № 4/4 (40), Kharkov, 2009.

- [6] Kuznetsova S. A., Movchan S. N., Chobenko V. N., Shevtsov A. P. *KGPTU na plavelektrostantsiyakh. Gazoturbinnyye tekhnologii*, oktyabr/2011, № 8 (99), p. 2–5.
- [7] S. S. Ryzhkov, Shevtsov A. P., Kontaktnyye gazoparoturbinnyye ustanovki na morskikh obyektakh. *Visnik NUK* № 5, 2011. Rezhim dostupu: <http://ev.nuos.edu.ua>.
- [8] O. Bortsov. *Vplyv obyemnoy kondensatsii vody pri forsuyanni shvidkosti gazoparovogo potoky na effektivnist separatsii v kontaktnom kondensatore*. Zbirnik naukovikh prats NUK. 2014. Nom. 6. p. 44–50.
- [9] A. P. Shevtsov, O. S. Bortsov. Polishennya masogabaritnykh pokazanykiv kontaktnykh kondensatoriv gazoparoturbinnyykh ustanovok dlya obyektiv morskoiy infrastruktury. Zbirnik naukovikh prats NUK. 2016. 4. nom. 3. p. 45–50.
- [10] S. S. Rizhkov, B. I. Basok, R. S. Rizhkov, O. S. Bortsov. *Intensifikatsiya osadochnaya ridkoy fazy u separatorah bagatofaznykh summishey paliv pidvishennogo tisky*. *Promyshlennaya teplotekhnika — Industrial heat engineering*, 2014. T. 36. nom. 2. p. 22–28.
- [11] S. S. Rizhkov, O. S. Bortsov, R. S. Rizhkov. *Rezultaty doslidennya vplyvy pidvishennya tysky na effektivnist turboimpulynykh separatorov bagatofaznykh sumishey palyv*. Zbirnyk naykovykh prats NUK. 2013. № 4. p. 58–61.
- [12] Ryzhkov S. S. *Employing the separation gradient aerosol technologies for designing the oilseparators of venting system singas turbine engines ( $G = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ )*. *Shidno-evropeiskiy zhurnal [Mizhnarodniy nauko-metricniy naukoviy zhurnal]*. 2017. no. 2. p. 59–66.
- [13] Ryzhkov R. S., S. I. Serbin. Experimental Investigations Of Efficiency Of The Turboimpact Breathing Systems Separator For Gas Turbine Installation Of Closed Cycle // *Shipbuilding & Marine Infrastructure*. 2015. No. 2.
- [14] Romanov V. Contact Steam-And-Gas Turbine Units Of The “Aquarius” Type: The Present Status And Future Prospects / V. Romanov, S. Movchan., A. Shevtsov, V. Chobenko // *ASME Paper. GT2009-60339*. 2009. 7 p.
- [15] Ryzhkov S. S. Development of ship systems for air purification from droplet moisture [Text] / R. S. Ryzhkov, S.S. // *Shipbuilding & Marine Infrastructure*. 2017. No. 2.
- [16] Ryzhkov S. S. Application of three-dimensional modeling for gradient aerosol technologies for separating ice crankcase gases [Text] / R. S. Ryzhkov, S. S. // *Shipbuilding & Marine Infrastructure*. 2017. No. 1.
- [17] Timothy S. Bates//electronic access/Timothy S. Bates, Patricia K. Quinn, David S. Covert, Derec J. Coffman, James E. Johnson, Alfred Wiedensohler // <https://saga.pmel.noaa.gov>.
- [18] B. V. Isakov, S. M. Movchan, V. S. Rassoshanskiy, YU. V. Bochkarev, A. P. Shevtsov, S. A. Kuznetsova, V. M. Kolomeyev, V. I. Izbash, M. V. Ksendzyuk *Kontaktnyy kondensator ustanovki GPU-16K*. *Neftyanaya i gazovaya promyshlennost, Nauchno-promyshlennyy zhurnal*. Kiev. 2005, № 5, p. 53–55.
- [19] V. Kolomiev, M. Ksendzyuk, V. Romanov, S. Movchan, S. Kuznetsova, M. Dikiy. *GPU-16K: dosrochno-promyslovaya ekspluatatsiya, mirovoye liderstvo, perspektivnyye vikoristannya*. *Naftova i gazovaya promislovist: nauk.-virob. zhurnal*. K.: NAK Naftogaz Ukrainy, 2006. № 4 (228).
- [20] Official site of Ansys [electronic resource]. Access: [www.ansys.com](http://www.ansys.com).

**Постановка задачи.** Снижение массогабаритных показателей энергетической установки является актуальной задачей, решение которой удовлетворяет требованиям согласования с характеристиками потребителей энергии, надежности и ресурса, продолжительности времени запуска, ремонтпригодности, шума, вибрации и других. Опыт создания энергетических установок показал, что основным направлением снижения массогабаритных показателей их элементов и установки в целом является повышение интенсивности теплофизических процессов в них. Анализ теплофизических процессов в элементах контактной газопаротурбинной установки (КГПТУ) свидетельствует о возможности их интенсифицировать в контактном конденсаторе с целью уменьшения его размеров и повышения компактности установки. Процессы конденсации и влагоотделения в контактном конденсаторе зависят от скорости движения газопаровой смеси, увеличение которой интенсифици-

рует процессы тепломассообмена с одной стороны и снижает устойчивость двухфазного потока с другой. Поэтому рациональное повышение скорости газопарового потока является основным резервом снижения массогабаритных показателей в контактном конденсаторе и определяет актуальность исследования.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Результаты разработки контактных газопаротурбинных установок для различных потребителей показало, что они зарекомендовали себя как надежные с высоким КПД энергетические и транспортные установки [1–4].

В представленных работах отсутствует возврат воды в цикл, что является значительным недостатком. Этот недостаток устраняется, если в цикле организовано охлаждение отработавших газов с конденсацией воды из продуктов сгорания [5; 6]. Это позволяет дополнительно сократить затраты элект-

трической энергии на работу опреснительных установок, что составляет 1800...5600 кВт·ч в год [7]. Конденсация воды из газопаровой смеси осуществляется в контактном конденсаторе. Газопаровая смесь в контактном конденсаторе охлаждается до температуры насыщения, соответствующей максимальному влагосодержанию, а затем при снижении температуры смеси водяной пар конденсируется. Образовавшийся из газопаровой смеси конденсат в виде пленок и крупных капель под действием гравитационных сил вместе с охлаждающей водой движется против движения газопарового потока и отводится из контактного конденсатора. Мелкие капли конденсата под действием аэродинамических сил движутся с потоком газопаровой смеси. Эффективность влагоотделения этих капель зависит от скорости потока и формы поверхности осаждения. Значение скоростей на входе в контактный конденсатор находится на уровне 3–4 м/с [7, 8].

Уменьшение массогабаритных показателей контактного конденсатора с учетом сохранения возврата воды в цикл возможно при следующих условиях: уменьшения диаметра и скорости уносимых капель, увеличения скорости газопаровой смеси и эффективности влагоотделения [9].

Конденсация влаги в газопаровой смеси контактным способом приводит к образованию в ней капель воды широкого дисперсного состава — от 1 до 1000 мкм. Для влагоотделения капель из потока применяют инерционные отделители, эффективность которых оценивается величиной 0,94...0,97 при скоростях газопаровой смеси до 2 м/с из-за недостаточного улавливания капель размером менее 20 мкм [10–12].

**Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.** В работах [1–15] отсутствуют исследования влияния различных процессов осаждения, с учетом их взаимного влияния и последовательности, при инерционном влагоотделении и скоростях от 2 до 4 м/с на эффективность возврата воды в цикл контактной газопаротурбинной установки и уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

**ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ** — обеспечение возврата воды в цикл контактной газопаротурбинной установки с повышением эффективности влагоотделения до 0,99 и уменьшением массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

Достижение поставленной цели возможно при решении следующих задач:

- верификация математической модели процессов конденсации и влагоотделения на основании сравнения расчетных результатов с экспериментальными данными;

- определение общей эффективности осаждения капель дисперсностью менее 500 мкм при одинаковой эффективности осаждения отдельными элементами и отсутствии влияния этих элементов друг на друга;

- определение общей эффективности осаждения капель дисперсностью менее 500 мкм при различной эффективности осаждения отдельными элементами и отсутствии влияния этих элементов друг на друга;

- определение общей эффективности осаждения капель дисперсностью менее 100 мкм при различной эффективности осаждения отдельными элементами с влиянием этих элементов друг на друга.

**Методы исследования** — математическое моделирование методом конечных элементов процессов конденсации влаги в газопаровой смеси и движения сконденсированных капель из потока к поверхности осаждения.

**Объект исследования** — процессы конденсации и влагоотделения в двухфазном потоке газопаровой смеси.

**Предмет исследования** — процессы конденсации и влагоотделения капель переменного дисперсного состава и их показатели.

**Основной материал.** Верификация математической модели процессов конденсации и влагоотделения выполнялась на основании сравнения расчетных результатов математической модели процессов контактного конденсатора с учетом процессов объемной конденсации [8] и экспериментальных данных [18]. Результаты верификации представлены в таблице 1. Расхождение результатов эффективности высадки воды в конденсаторе (эффективности возврата воды в контур) математического моделирования и эксперимента менее 3%, что свидетельствует о достоверности результатов математического моделирования.

Увеличение скорости движения газопаровой смеси в контактном конденсаторе и влагоотделителе-сепараторе повысит эффективность осаждения капель и аэродинамическое сопротивление движению двухфазному потоку.

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных при испытании контактного конденсатора приведены в табл. 1.

По условиям эксплуатации эффективность возврата воды в контур контактного конденсатора не должна быть меньше единицы. На рис. 1 представлен результат эффективности возврата воды в контур с различными скоростями газопаровой смеси на входе в контактный конденсатор и значениями эффективности влагоотделения 0,97...0,99. Увеличение скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе возможно при изменении его площади проходного сечения газопаровой смеси (рис. 2), что в свою очередь повлияет на увеличение аэродинамического сопротивления движению смеси (рис. 3) и скорости на входе во влагоотделитель-сепаратор (рис. 4).

Согласно результатам математического моделирования, эффективность возврата воды в контур близкая к единице возможна при скорости движения газопаровой смеси около 3,8 м/с на входе в контактный конденсатор и эффективности влагоотделения 0,97 при скорости газопаровой смеси 2,18 м/с на

Таблица 1

Показатель	Результат испытаний	Результат математического моделирования
Площадь фронта насадки, м <sup>2</sup>		17,1
Ширина, м		5,461
Длина, м		3,131
Температура внешней среды, °С		6,6
Относительная влажность воздуха, %		57
Атмосферное давление, мм.рт.ст		755,5
Расход циркуляционной воды, кг/с		151,4
Температура циркуляционной воды, °С		
на входе в конденсатор	22,3	22,3
на выходе из конденсатора	52,5	53,3
Расход газопаровой смеси, кг/с		
на входе в конденсатор	43,62	44,4
на выходе из конденсатора	38,34	38,8
Температура газопаровой смеси, °С		
на входе в конденсатор	190	186
на выходе из конденсатора	34,1	40,4
Скорость движения газопаровой смеси на входе во влагоотделитель, м/с		1,97
Эффективность высадки воды в конденсаторе (эффективность возврата воды в контур)	1,026	0,997

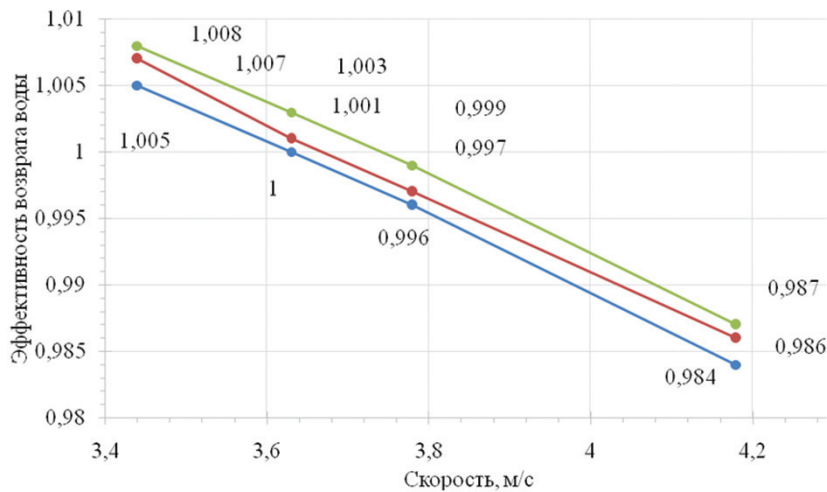


Рис. 1. Зависимость возврата воды в контур при различных скоростях газопаровой смеси на входе в контактный конденсатор и эффективности влагоотделителя-сепаратора:

—●— 0,97; —●— 0,98; —●— 0,99

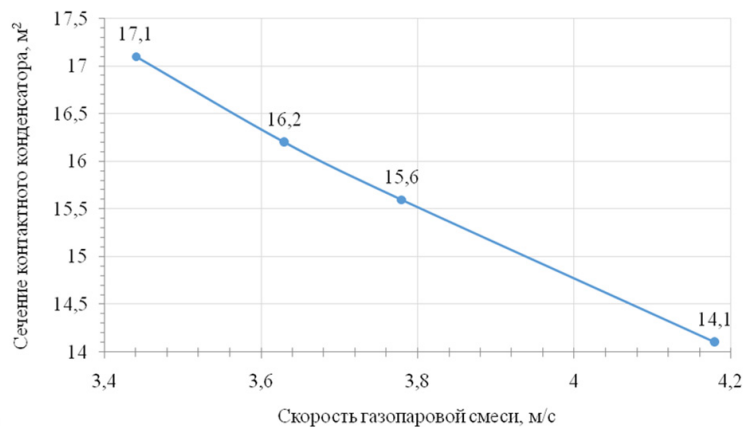


Рис. 2. Изменение площади проходного сечения газопаровой смеси контактного конденсатора в зависимости от скорости ее движения

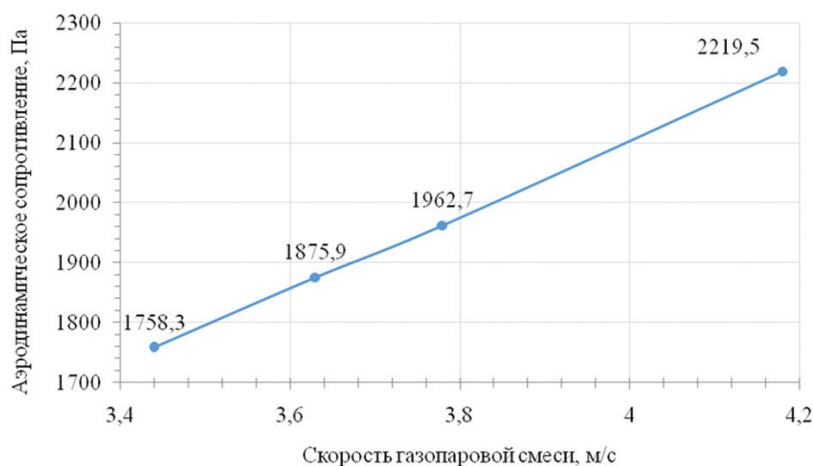


Рис. 3. Зависимость аэродинамического сопротивления контактного конденсатора от скорости движения газопаровой смеси на его входе

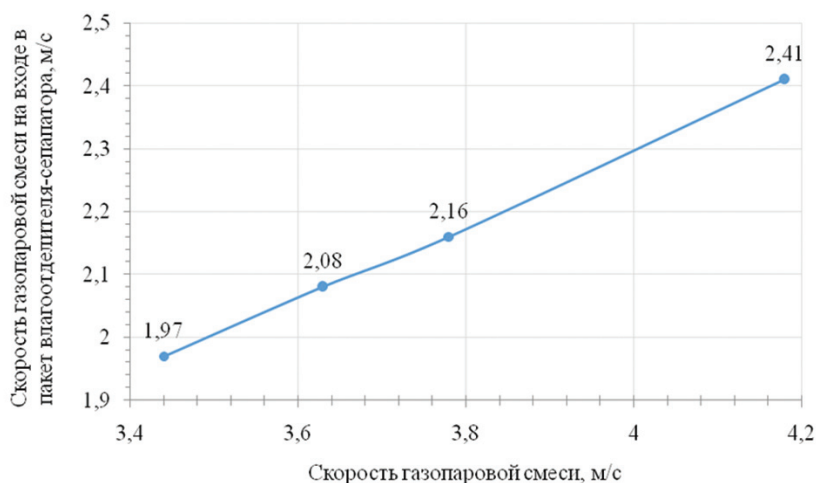


Рис. 4. Зависимость скорости движения газопаровой смеси на входе во влагоотделитель-сепаратор от скорости ее движения на входе в контактный конденсатор

входе во влагоотделитель-сепаратор. Это позволяет уменьшить площадь поперечного сечения контактного конденсатора до 9,6% при увеличении аэродинамического сопротивления движению газопарового потока до 11,6%.

Определение общей эффективности осаждения капель  $\eta_{\Sigma}$  дисперсностью менее 500 мкм при одинаковой эффективности осаждения отдельными элементами  $\eta$  и отсутствии влияния этих элементов друг на друга определяется выражением  $\eta_{\Sigma} = 1 - (1 - \eta)^n$ , где  $n$  — количество последовательно расположенных элементов влагоотделителя-сепаратора.

При общей эффективности осаждения четырехволнового влагоотделителя-сепаратора 0,97 эффективность осаждения одной волны должна быть не менее 0,584.

Рассмотренная модель осаждения капель жидкости предполагает их однородный дисперсный состав, что не соответствует реальным условиям. Дисперсный состав капель воды, движущихся в попутном газопаровом потоке, формируется из капель, вылетевших из форсунки ( $1 \text{ мкм} \leq d_k \leq 500 \text{ мкм}$ ), и ка-

пель конденсата ( $1 \text{ мкм} \leq d_k \leq 100 \text{ мкм}$ ) и может быть оценен распределениями, представленными на рис. 5 и 6 [17].

Учитывая такое дисперсное распределение капель жидкости в газопаровой смеси и конструктивные особенности четырехволнового влагоотделителя-сепаратора, следует, что допущение постоянства эффективности осаждения отдельных элементов завышает расчетное значение эффективности влагоотделения от 0,02 до 0,10.

Определение общей эффективности осаждения капель дисперсностью менее 500 мкм при различной эффективности осаждения отдельными элементами и отсутствии влияния этих элементов друг на друга выполнялось в зависимости от эффективности улавливания на предыдущем элементе, суммарного влагосодержания газопаровой смеси и фракционной эффективности осаждения.

Эффективность осаждения на каждом последующем элементе определялась выражением

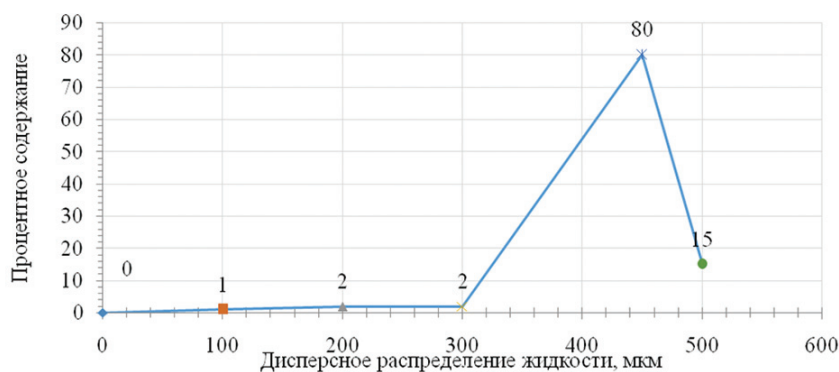


Рис. 5. Дисперсное распределение капель диаметром до 500 мкм

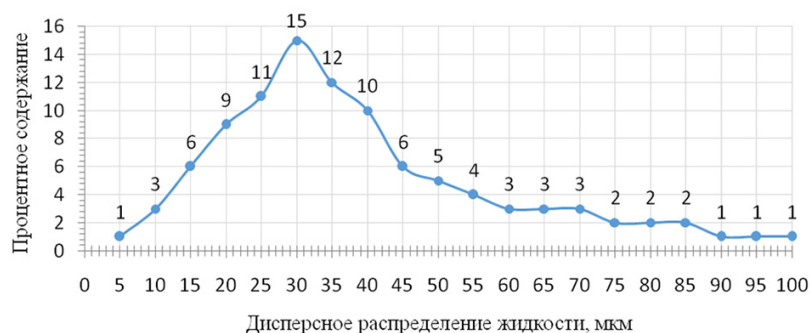


Рис. 6. Дисперсное распределение капель диаметром до 100 мкм

$$\eta = \frac{M_{\Sigma \text{уловлен}}_i}{M_{\Sigma \text{проск}}_{i-1}},$$

где  $M_{\Sigma \text{уловлен}}_i$  — суммарная масса влаги уловленной на  $i$ -й ступени,  $M_{\Sigma \text{проск}}_{i-1}$  — суммарная масса влаги, не уловленной на ступени  $i-1$ , при фракционной эффективности, приведенной на рис. 7 [8], где капли, диаметр которых составляет более 100 мкм, осаждаются с эффективностью порядка 0,999.

Осаждение капель воды по ступеням в зависимости от дисперсного содержания влаги и эффективности элементов влагоотделителя сепаратора представлено на рис. 8.

Полученные результаты осаждения по элементам для четырехволнового влагоотделителя-сепаратора сравнивались с аналогичными результатами при одинаковой эффективности осаждения отдельными элементами (см. табл. 2).

Влияние дисперсного состава капель на эффективности осаждения отдельными элементами приводит не только к перераспределению эффективности осаждения между элементами, но и к искажению значений общей эффективности в сторону завышения (в условиях примера до 0,1).

Поэтому более корректные расчеты должны учитывать при определении общей эффективности осаждения капель дисперсностью менее 100 мкм различие эффективности осаждения в отдельных эле-

ментах и влияние этих элементов друг на друга. При решении поставленной задачи необходимо определить распределение осаждения капельной влаги по элементам влагоотделителя-сепаратора.

Для анализа распределение жидкости по элементам влагоотделителя-сепаратора были построены две 3D-модели влагоотделителя-сепаратора: волнообразного (рис. 9, а) и цилиндрического (рис. 9, б).

Модель волнообразного влагоотделителя-сепаратора аналогична профилям влагоотделителя-сепаратора контактного конденсатора [18].

Математическое моделирование выполнялось на базе программного обеспечения пакета прикладных программ ANSYS [10, 20]. Для построения расчетной сетки использовались треугольные сегменты объемом  $V = 1.903276e-09 \text{ м}^3$  с применением пакетного модуля Ansys Workbench без упрощения конструкции при шероховатости канала — 0,1 мм. Диаметр капель задавался рядом величин 5, 10, 25, 50, 75, 100 мкм; скорость газопаровой смеси на входе во влагоотделители-сепараторы составляла 1,9 и 2,18 м/с. Объединение капель учитывалось пересечением траекторий их движения в единицу времени, когда капли находились в одной и той же ячейке сетки газопаровой фазы.

Учет объединения капель осуществлялся стохастической оценкой столкновений капель и вероятностной оценкой числа столкновений Вебера  $We_c$



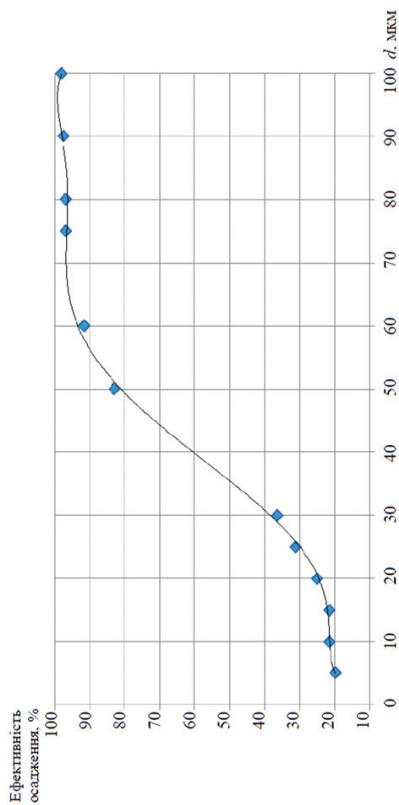


Рис. 7. Фракционная эффективность осаждения капель различных диаметров

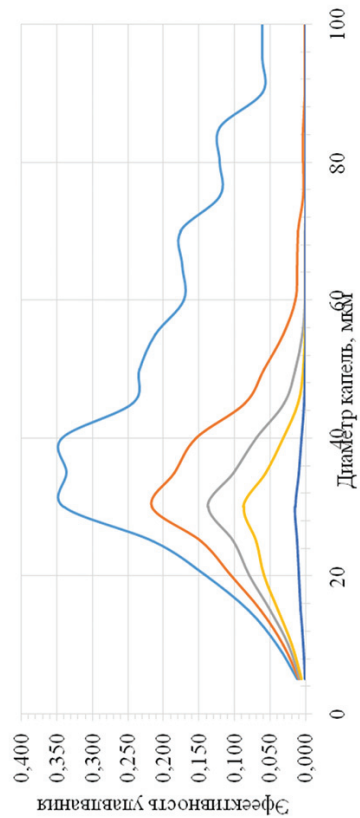


Рис. 8. Суммарное осаждение влаги по ступеням влагоотделителя-сепаратора: — 1-я ступень осаждения, — 2-я ступень осаждения, — 3-я ступень осаждения, — 4-я ступень осаждения, — 5-я ступень осаждения

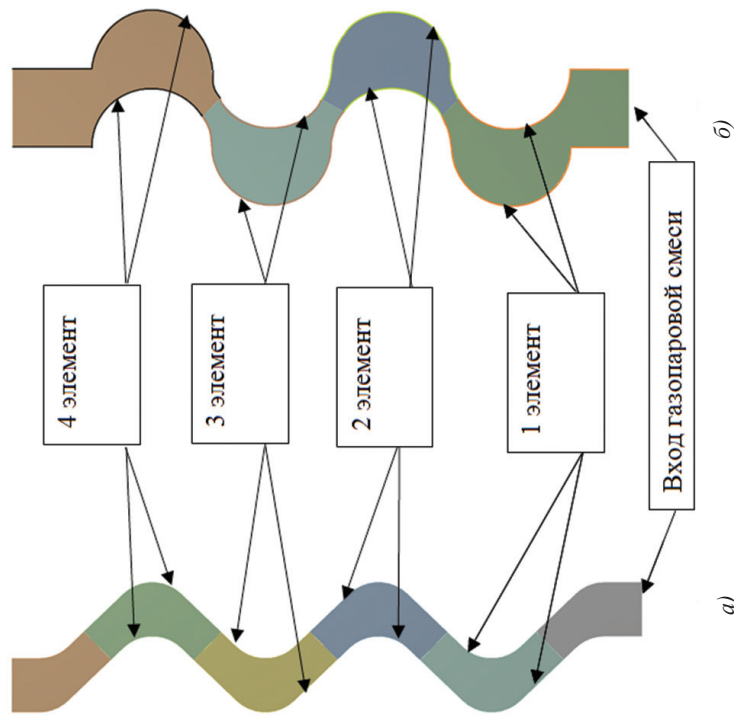


Рис. 9. Элементы инерционного влагоотделителя-сепаратора: а) волнообразного, б) цилиндрического

Таблица 2

Условия моделирования	Эффективность осаждения				
	Элемент 1	Элемент 2	Элемент 3	Элемент 4	Общая
Одинаковая эффективность	0,584	0,243	0,101	0,042	0,970
Различная эффективность	0,524	0,183	0,100	0,062	0,869

$$We_c = \frac{\rho \cdot U_{rel}^2 \cdot \bar{D}}{\sigma} \quad (1)$$

где  $U_{rel}^2$  — относительная скорость между двумя каплями и  $\bar{D}$  — средний арифметический диаметр двух капель.

Распределение вероятности числа столкновений определялось распределением Пуассона:

$$P(n) = e^{-\bar{n}} \cdot \frac{\bar{n}^n}{n!} \quad (2)$$

где  $n$  — количество столкновений между объединяющей каплей и другими каплями, а  $\bar{n} = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot v_{rev} \cdot \Delta t}{v}$  — среднее ожидаемое число столкновений,  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы капель,  $v_{rev}$  — относительная скорость движения капель,  $\Delta t$  — временной шаг,  $v$  — объем ячейки.

В случае столкновения скорость капли вычислялась на основе законов сохранения импульса и кинетической энергии согласно О'Рурку по следующему выражению для новой скорости:

$$v_1' = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} + \frac{m_2 (v_1 - v_2)}{m_1 + m_2} \left( \frac{b - b_{crit}}{r_1 + r_2 - b_{crit}} \right) \quad (3)$$

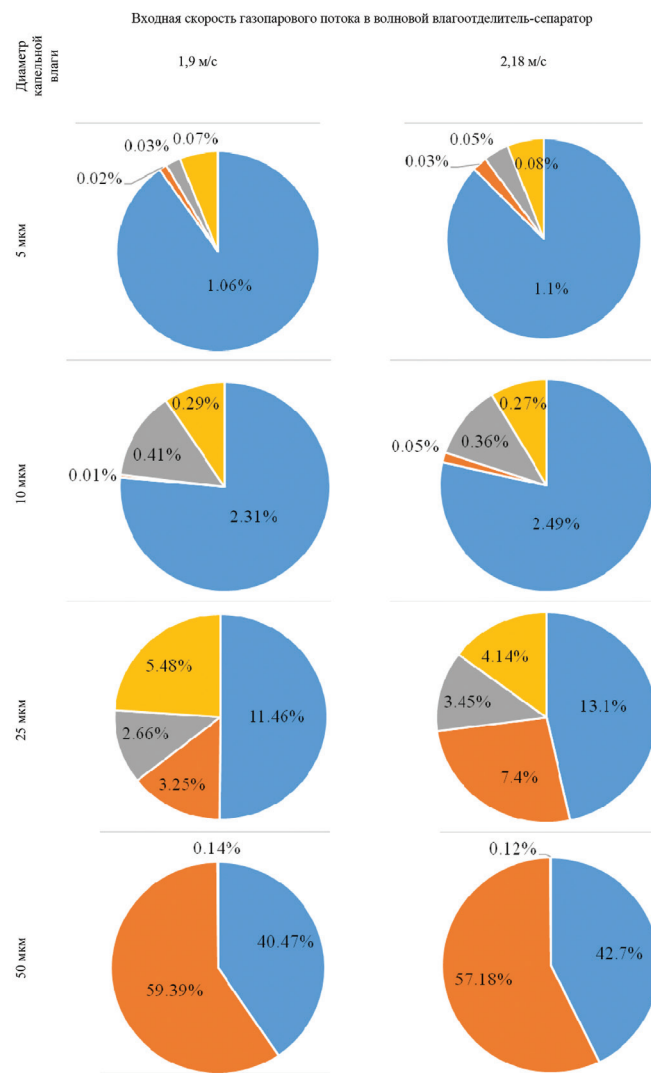
где  $m_1$  и  $m_2$  — массы частиц 1 и 2 соответственно,  $b$  — параметр смещения столкновений,

$$b_{crit} = (r_1 + r_2) \cdot \sqrt{\min \left( 1.0, \frac{2.4 \cdot f}{We} \right)}, \quad (4)$$

$$f \left( \frac{r_1}{r_2} \right) = \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^3 - 2.4 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 + 2.7 \left( \frac{r_1}{r_2} \right). \quad (5)$$

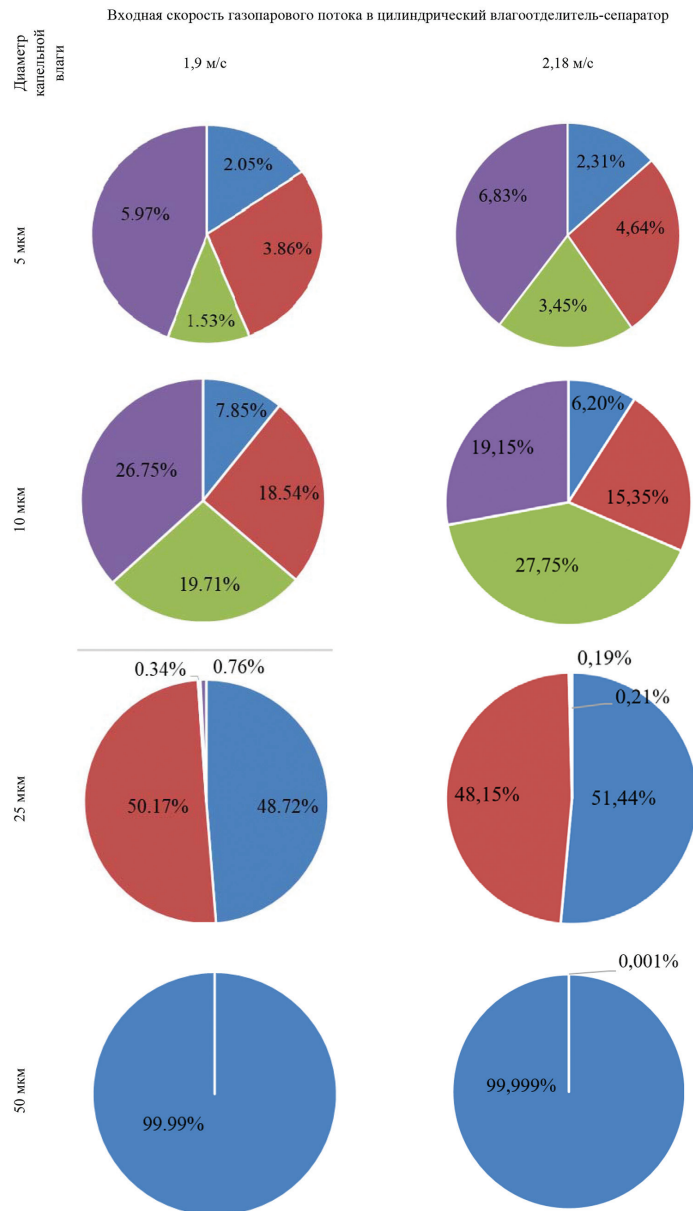
Результаты расчета представлены на рис. 10 и 11.

**Обсуждение полученных результатов.** Относительный перепад давлений в волновом влагоотделителе-сепараторе составляет 5,14 Па, а в цилиндрическом — 20,49 Па, что в 4 раза больше.



**Рис. 10.** Величины осаждения капельной влаги в волновом влагоотделителе-сепараторе, выраженные в процентах. Элементы осаждения:

■ — первый элемент, ■ — второй элемент, ■ — третий элемент, ■ — четвертый элемент



**Рис. 11.** Величины осаждения капельной влаги в цилиндрическом влагоотделителе-сепараторе, выраженные в процентах. Элементы осаждения:

■ — первый элемент, ■ — второй элемент, ■ — третий элемент, ■ — четвертый элемент

Локальные эффективности осаждения капельной влаги в инерционном волновом влагоотделителе-сепараторе на последовательных элементах осаждения свидетельствуют о том, что осаждение на первых двух ступенях достигает 0,999 при входной скорости газопаровой смеси от 1,9 м/с до 2,16 м/с для капель диаметром более 50 мкм. В инерционном цилиндрическом влагоотделителе-сепараторе при аналогичных условиях величина осаждения составляет от 0,99 до 0,999. С уменьшением диаметра капель до 25 мкм величина осаждения составляет от 0,229 до 0,281 для инерционного волнового влагоотделителя-сепаратора и 0,989 и 0,996 для инерционного цилиндрического влагоотделителя-сепаратора. При диаметре капель менее 10 мкм осаждение снижается до 0,01...0,0135 и 0,05...0,07 соответственно.

Исходя из полученных результатов и дисперсного содержания капельной влаги в газопаровой смеси для улавливания капель диаметром меньше 10 мкм необходимо применять комбинированное влагоотделение на основе турбофоретических, термофоретических, диффузиофоретических сил, а также турбоимпактную сепарацию.

**ВЫВОДЫ. 1.** Согласно результатам математического моделирования, при эффективностях возврата воды в контур, близкий к единице и влагоотделения от 0,97 до 0,99 возможно увеличение скорости движения газопаровой смеси до 3,8 м/с на входе в контактный конденсатор и до 2,18 м/с на входе во влагоотделитель-сепаратор, что позволяет уменьшить площадь поперечного сечения контактного конденсатора до

9,6 % при увеличении аэродинамического сопротивления движению газопарового потока до 11,6 %.

2. Общие фракционные эффективности осаждения капельной влаги последовательно реализуемых инерционных способов осаждения при скоростях двухфазного потока от 1,9 м/с до 2,16 характеризуются следующими показателями: для капель диаметром более 50 мкм до 0,999; около 25 мкм до 0,281 и менее 10 мкм до 0,05.

3. Для увеличения общей фракционной эффективности осаждения капельной влаги при улавливании капель диаметром менее 10 мкм необходимо применять комбинированное влагоотделение на ос-

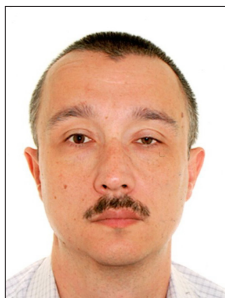
нове турбофоретических, термофоретических, диффузифоретических сил, а также турбоимпактную сепарацию за счет сокращения продолжительности инерционного осаждения.

4. Математическое моделирование эффективности осаждения капель дисперсностью менее 100 мкм при различной эффективности осаждения отдельными элементами с влиянием этих элементов друг на друга методом конечных элементов позволяет обосновать возможность достижения максимального суммарного осаждения капель до 0,999 при незначительном увеличении перепада давления с 5,1 до 20,49 Па.

## Список литературы

- [1] Nelson A.L.C. A Fifty percent plus efficiency mid range advanced change cycle//ASME Paper GT-2002-30123-7p.
- [2] Cheng D. Y., Nelson Nelson A.L.C. The Chronological development of Cheng cycle stream injected gas turbine during the past 25 years//ASME Paper GT-2002-30119. 8 p.
- [3] Haselbacher H., Flutsch H. U., Fischer A. C. Augmentation of gas turbine power output by stream injection//ASME Paper GT-2001-GT-0107. 8 p.
- [4] Blanco G. Ambs L. L., Cost Optimization of water recovery systems for stream injection gas turbine // ASME Paper GT-2002-30124. 9 p.
- [5] Кузнецова С. А., Мовчан С. Н., Чобенко В. Н., Шевцов А. П. Комплексное энергоресурсосбережение при использовании контактных газо-паротурбинных установок на морских объектах. Восточно-Европейский журнал передовых технологий № 4/4 (40), Харьков, 2009.
- [6] Кузнецова С. А., Мовчан С. Н., Чобенко В. Н., Шевцов А. П. КПТУ на плаваелектростанциях. Газотурбинные технологии, октябрь/2011, № 8(99), С. 2–5.
- [7] С. С. Рыжков, Шевцов А. П., Контактные газопаротурбинные установки на морских объектах. «Вісник НУК» № 5, 2011. Режим доступа: <http://ev.nuos.edu.ua>.
- [8] Вплив об'ємної конденсації води при форсуванні швидкості газопарового потоку на ефективність сепарації в контактному конденсаторі [Текст] / О. Борцов // Збірник наукових праць НУК. 2014. Вип. 6. С.44–50.
- [9] Поліпшення масогабаритних показників контактних конденсаторів газопаротурбинних установок для об'єктів морської інфраструктури [Текст] / А. П. Шевцов, О. С. Борцов // Збірник наукових праць НУК. 2016. 4. Вип. 3. С. 45–50.
- [10] Інтенсифікація осадження рідкої фази у сепараторах багатозфазних сумішей палив підвищеного тиску [Текст] / С. С. Рыжков, Б. І. Басок, Р. С. Рыжков, О. С. Борцов // Промышленная теплотехника [Фахове видання України]. 2014. Т. 36. Вип. 2. С. 22–28.
- [11] Рыжков С. С. Результати дослідження впливу підвищення тиску на ефективність турбоімпактних сепараторів багатозфазних сумішей палив [Текст] / С. С. Рыжков, О. С. Борцов, Р. С. Рыжков // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. 2013. № 4. С. 58–61.
- [12] Ryzhkov S. S. Employing the separation gradient aerosol technologies for designing the oilseparators of venting system singas turbine engines ( $G = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ ) [Text] / S. S. Ryzhkov // Східно-Європейський журнал передових технологій [Міжнародний наукометричний науковий журнал]. 2017. Вип. 2. С. 59–66.
- [13] Ryzhkov R. S. Experimental Investigations Of Efficiency Of The Turboimpact Breathing Systems Separator For Gas Turbine Installation Of Closed Cycle [Text] / R. S. Ryzhkov, S. I. Serbin // Shipbuilding & Marine Infrastructure. 2015. No. 2.
- [14] Romanov V. Contact Steam-And-Gas Turbine Units Of The “Aquarius” Type: The Present Status And Future Prospects / V. Romanov, S. Movchan., A. Shevtsov, V. Chobenko// ASME Paper. GT2009-60339. 2009. 7 p.
- [15] Ryzhkov S. S. Development of ship systems for air purification from droplet moisture [Text] / R. S. Ryzhkov, S. S. // Shipbuilding & Marine Infrastructure. 2017. No. 2.
- [16] Ryzhkov S. S. Application of three-dimensional modeling for gradient aerosol technologies for separating ice crankcase gases [Text] / R. S. Ryzhkov, S. S. // Shipbuilding & Marine Infrastructure. 2017. No. 1.
- [17] Timothy S. Bates//electronic access/Timothy S. Bates, Patricia K. Quinn, David S. Covert, Derec J. Coffman, James E. Johnson, Alfred Wiedensohler // <https://saga.pmel.noaa.gov>.
- [18] Б. В. Исаков. Контактный конденсатор установки ГПУ-16К [Текст] / Б. В. Исаков, С. М. Мовчан, В. С. Рассопацкий, Ю. В. Бочкарев, А. П. Шевцов, С. А. Кузнецова, В. М. Коломеев, В. И. Избаш, М. В. Кседзюк // Нефтяная и газовая промышленность, Научно-промышленный журнал. Киев. 2005, № 5, С. 53–55.
- [19] ГПУ-16К: дослідно-промислова експлуатація, міжвідомчі приймальні випробування, перспективи використання [Текст] / В. Коломеев, М. Кседзюк, В. Романов, С. Мовчан, С. Кузнецова, М. Дикий // Нафтова і газова промисловість : наук.-вироб. журнал. — К.: НАК Нафтогаз України, 2006. № 4 (228).
- [20] Official site of Ansys [electronic resource]. Access: [www.ansys.com](http://www.ansys.com).

© О. С. Борцов, А. П. Шевцов  
Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко



**Valerii V. Kuznetsov**  
Кузнецов  
Валерий  
Валериевич



**Heorhii V. Kuznetsov**  
Кузнецов  
Георгий  
Валериевич

УДК 621.311.22

## **ESTIMATION OF THERMAL AND HYDRAULIC EFFICIENCY PROFILING OF FIBBED MARINE WASTE HEAT BOILER'S SURFACES**

**ОЦЕНКА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ОРЕБРЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СУДОВЫХ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ**

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.27

Valerii V. Kuznetsov

**В. В. Кузнецов**, канд. техн. наук, доцент  
valeriy.kuznetsov@nuos.edu.ua  
ORC ID: 0000-0002-3678-595X

Heorhii V. Kuznetsov

**Г. В. Кузнецов**, студент  
kuznetsov\_georgiy@ukr.net  
ORC ID: 0000-0002-1028-4102

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** Diesel plants with direct power transmission to the propeller occupy a leading position as the main ship power plants. This is due to the constantly increasing efficiency of low-speed diesel engines, which today is about 50 %. This led to decrease of the exhaust gas temperature to 230 ... 260 °C and decrease in losses from 35 ... 40 to about 25 %. However, such a percentage of losses remains is highest in the structure of the heat balance of the ship's power plant, so the leading global manufacturers of main diesel engines are constantly working to reduce it. The utilization of the main ship low-speed diesel engines exhaust gases heat is an effective way to increase the efficiency of the ship's power plant as a whole. Improving the thermal efficiency of main diesel engines and a corresponding decrease of the temperature of their exhaust gases necessitates substantiation of ways to intensify heat transfer processes in waste heat boilers in order to reduce their weight and size indexes. The article describes one of the ways of intensify heat transfer processes by applying a system of dimples on the fins. The method of mathematical modeling has been used to estimate the thermal and hydraulic efficiency of the proposed heat exchange surface. It was found that the application of dimples on the fins can improve the heat transfer efficiency up to 30 %.

**Keywords:** vessel; waste heat boiler; heat exchange surface; profiling; dimple.

**Аннотация.** Утилизация теплоты отработавших газов главных судовых малооборотных дизельных двигателей является действенным способом повышения эффективности судовой энергетической установки в целом. Повышение тепловой эффективности главных дизельных двигателей и соответствующее снижение температуры их отработавших газов вызывают необходимость обоснования способов интенсификации процессов теплоотдачи в утилизационных котлах для снижения их массогабаритных показателей. Рассмотрен один из способов интенсификации процессов теплоотдачи путем нанесения системы лунок на ребра. Методом математического моделирования произведена оценка теплогидравлической эффективности предложенной теплообменной поверхности. Получено, что нанесение лунок на ребра может улучшить эффективность теплоотдачи до 30 %.

**Ключевые слова:** судно; утилизационный котел; теплообменная поверхность; профилирование; лунка.

**Анотація.** Утилізація теплоти відпрацьованих газів головних судових малооборотних дизельних двигунів є дієвим способом підвищення ефективності судової енергетичної установки в цілому. Підвищення теплової ефективності головних дизельних двигунів і відповідне зниження температури їх відпрацьованих газів викликають необхідність обґрунтування способів інтенсифікації процесів тепловіддачі в утилізаційних котлах для зниження їх масогабаритних показників. Розглянуто один зі способів інтенсифікації процесів тепловіддачі шляхом нанесення системи лунок на ребра.

Методом математичного моделювання проведена оцінка теплогідравлічної ефективності запропонованої теплообмінної поверхні. Отримано, що нанесення лунки на ребра може поліпшити ефективність тепловіддачі до 30%.

**Ключові слова:** судно, утилізаційний котел, теплообмінна поверхня, профілювання, лунка.

## References

- [1] Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI / MAN Diesel & Turbo. [https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery\\_doc/waste-heat-recovery-system-\(whrs\).pdf?sfvrsn=8](https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-(whrs).pdf?sfvrsn=8).
- [2] Bazhan, P. I. Spravochnik po teploobmennym apparatam [Quick reference guide of heat exchangers] / P. I. Bazhan, G. E. Kanevets, V. M. Seliverstov. M.: Mashinostroyenie, 1989. 367 p.
- [3] **Khalatov, A. A.** Teploobmen i gidrodinamika okolo poverkhnostnykh uglubleniy (lunok) [Heat transfer and fluid mechanics over surface indentations (dimples)] / A. A. Khalatov. K.: In-t tehnicheskoy teplofiziki NAN Ukrainyi., 2005. 140 p.
- [4] **Khalatov, A. A.** Obobshcheniye opytnykh dannykh po faktoru analogii Reynoldsa dlya intensivatorov teploobmena razlichnykh tipov [Generalization of experimental data on the Reynolds analogy factor for various types of heat exchange intensifiers] / A. A. Khalatov, A. V. Okishev, V. N. Onishchenko. Prom. teplotekhnika, 2010, t. 32, № 5. s. 5–13.
- [5] Kuntyshev V. B., Dudarev V. V., Kuntyshev V. E., Sukhotsky A. B. Teploobmennaya truba. Patent na poleznuyu model [Heat exchange pipe. Patent for utility model] BY No. 7593. Stated 2011.03.17. Publ. 2011.10.30.
- [6] Kelvion. Product Line: Air Fin Cooler. Taking the heat out of major industries/[http://www.edelflex.com/archivos/descargas/379/Kelvion\\_AFC\\_Product\\_Line\\_Brochure\\_EN.PDF](http://www.edelflex.com/archivos/descargas/379/Kelvion_AFC_Product_Line_Brochure_EN.PDF).
- [7] TeploobmInna poverhnya [Heat exchange surface]. Kuznetsov V. V., Kuznetsova S. A., Yakimovich A. V., Kuznetsov V. G. Patent Ukrayini na korisnu model № 69705. Zayavleno 25.10.2011. Opubl. 10.05.2012 byul. № 9 Patentovlasnik NUK im. admirala Makarova.
- [8] **Shlihting G.** Teoriya pogranchnogo sloya [Theory of the boundary layer] M.: Nauka 1974. 712 s.
- [9] *Marine Engine IMO Tier II and Tier III Programme 2nd edition 2017* / <http://marine.man.eu>.
- [10] **Byistrov, Yu. A.** Chislennoe modelirovanie vihrevoi intensivatsii v paketah trub [Numerical simulation of vortex intensification in tube banks] / Yu. A. Byistrov, S. A. Isaev, N. A. Kudryavtsev, A. I. Leontev. SPb.: Sudostroenie, 2005. 392 s.

**Постановка проблеми.** За последние 20 лет дизельные установки с прямой передачей мощности на винт заняли лидирующее положение в качестве главных судовых энергетических установок. Обусловлено это постоянно повышающейся эффективностью малооборотных дизельных двигателей, которая на сегодняшний день составляет около 50%. Это привело к снижению температуры отработавших газов до 230...260°C и снижению потерь с 35...40 до уровня около 25%. Тем не менее, такой процент потерь остается самым высоким в структуре теплового баланса судовой энергетической установки, поэтому ведущими мировыми производителями главных дизельных двигателей постоянно ведутся работы по его снижению.

На рис. 1 представлена структура теплового баланса двигателя 12S90ME-C9.2 компании MAN B&W [1]. Показано, что использование системы WHRS — Waste Heat Recovery System позволяет снизить процент потерь с отработавшими газами на 2,6%, получив при этом дополнительную выработку электроэнергии на уровне 5,1...5,7%.

Показано, что применение подобных систем WHRS на контейнеровозах вместимостью 14000 TEU и мощностью главного двигателя 12S90ME-C9.2

57,8 МВт приводит к экономии топлива только для главного двигателя на уровне около 285 тыс. \$ США в год со сроком окупаемости капитальных вложений от 3,5 до 5,8 лет. Кроме того немаловажным фактором является снижение эмиссии двигателя на:  $CO_2$  — 11260 тонн,  $NO_x$  — 319 тонн,  $SO_x$  — 214 тонн [1].

Принципиальная схема реализации системы WHRS представлена на рис. 2. Схема включает котел двух давлений главного двигателя, осуществляющий выработку перегретого пара на паровую турбину, работающей совместно с силовой турбиной на перепускаемых мимо турбокомпрессора главного двигателя отработавших газах на электрогенератор. Компенсация снижения температуры отработавших газов главного двигателя осуществляется за счет подогрева питательной воды в экономайзерных котлах дизель-генераторов (*GenSet Economizer*).

Использование котла двух давлений выдвигает повышенные требования к его массогабаритным показателям. Их снижение возможно за счет интенсификации процессов теплоотдачи на поверхностях нагрева. На рис. 3 представлены варианты выполнения интенсифицированных поверхностей теплообмена путем оребрения.

12S90ME-C9.2 standard engine  
SMCR: 69,720 kW at 84 rpm  
ISO ambient reference conditions

12S90ME-C9.2 engine for WHRS  
SMCR: 69,720 kW at 84 rpm  
ISO ambient reference conditions  
WHRS: single pressure (Dual pressure)

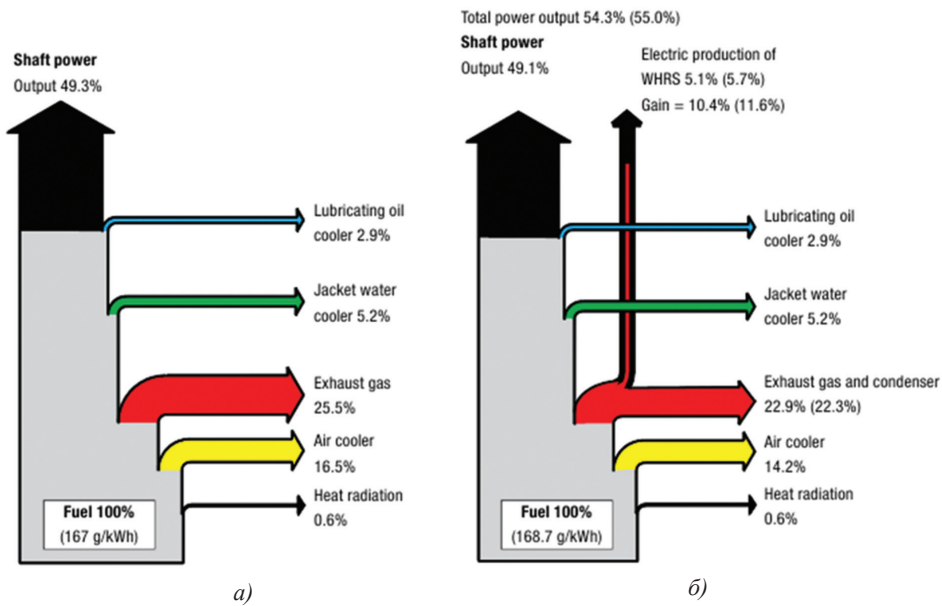


Рис. 1. Структура теплового баланса двигателя 12S90ME-C9.2 без системы утилизации (а) и с системой утилизации теплоты WHRS (б).

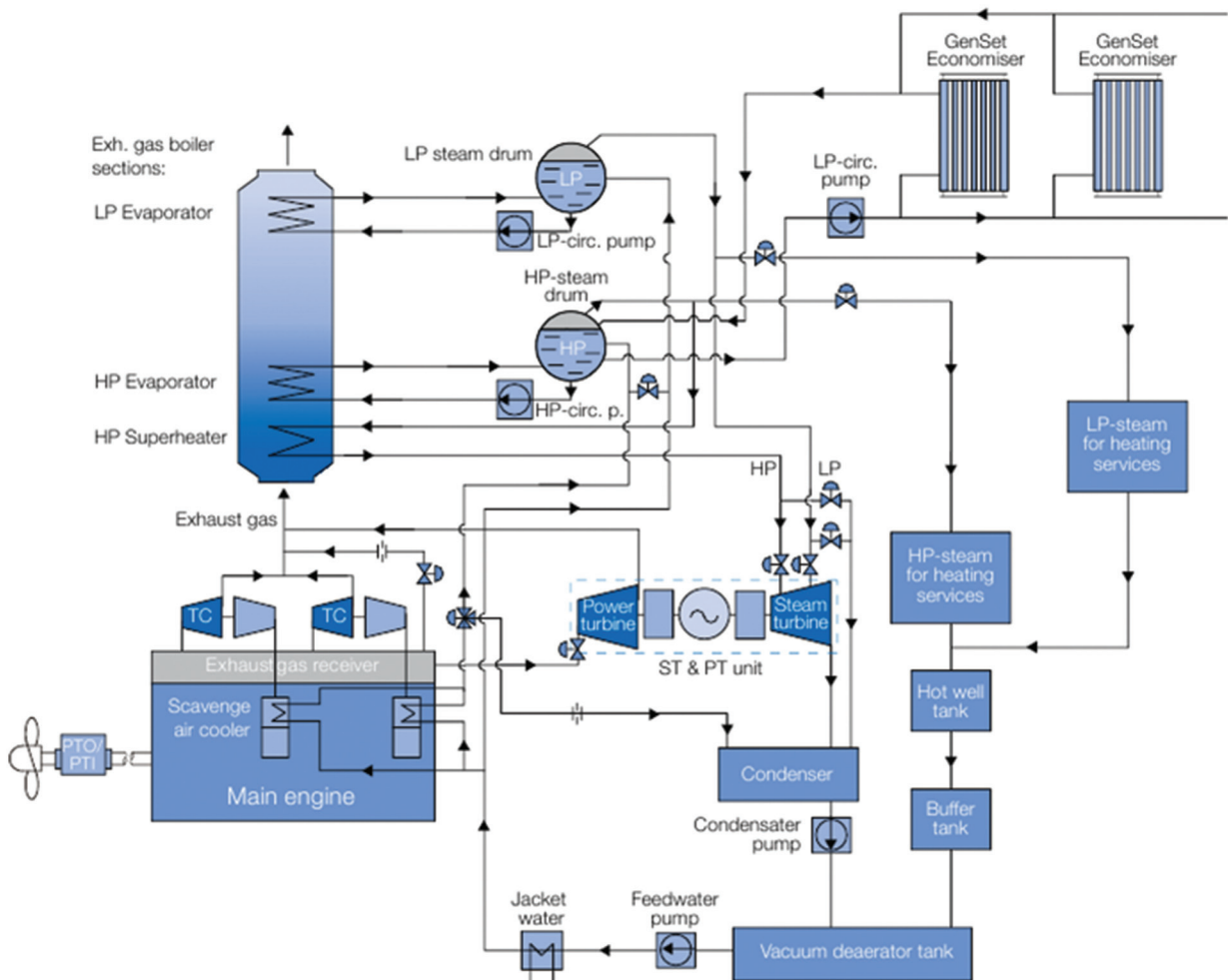


Рис. 2. Принципиальная схема реализации системы WHRS

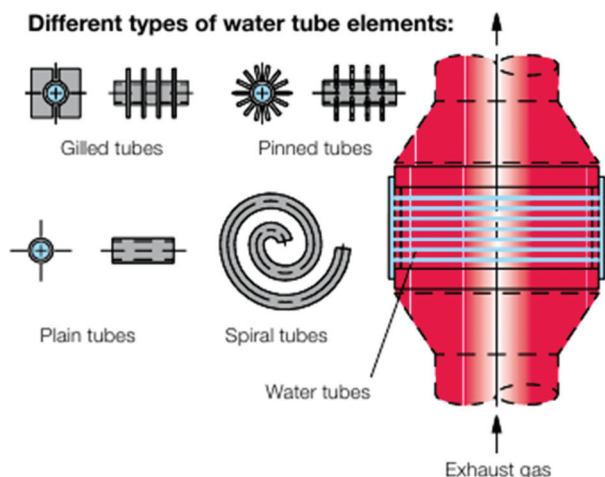


Рис. 3. Варианты выполнения поверхности нагрева

Однако использование таких теплообменных поверхностей представляет определенные эксплуатационные трудности. Применение в судовых энергетических установках высоковязких топлив с высоким содержанием в них серы может вызвать повышенные отложения сажи на ребрах, что, в свою очередь, приведет к возможности пожара в газоходе. Снизить подобную вероятность можно за счет увеличения скорости газов, однако это увеличит сопротивление поверхности нагрева. Таким образом, разработка интенсифицированных поверхностей нагрева судовых утилизационных котлов с пониженным аэродинамическим сопротивлением является *актуальной научной проблемой*.

**Анализ последних исследований и публикаций и выделение нерешенных частей проблемы.** Для оценки эффективности процессов интенсификации теплоотдачи предложено достаточно большое количество показателей [2].

В работах [3, 4] для оценки эффективности процессов теплоотдачи предлагается использовать показатель фактора аналогии Рейнольдса

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}, \quad (1)$$

где  $Nu$  — критерий Нуссельта со стороны оцениваемой теплоотдачи,  $f$  — коэффициент сопротивления на достижение этой теплоотдачи; индекс «0» определяет базовый канал, обычно гладкий, с которым проводится сравнение.

Согласно этому показателю повышение эффективности теплоотдачи возможно за счет снижения аэродинамического сопротивления  $f$ .

Эффективным способом в направлении методов интенсификации теплообмена, в которых рост теплоотдачи опережает рост гидродинамического сопротивления, является использование луночных систем [3]. Физической основой этого процесса является формирование в лунках микровихрей типа “торнадо”, создающих разрежение в своем центре. Генерируемые микровихри будут диффундировать в погра-

ничный слой, препятствуя таким образом осаждению загрязнений на поверхности ребер и обеспечивая реализацию эффекта самоочистки.

В работе [5] для повышения интенсивности теплоотдачи при продольном омывании оребренной поверхности теплообмена предложено на всей боковой поверхности каждого ребра располагать сферические выемки такой глубины, при которой на противоположной поверхности этого ребра под выемкой возникают сферические выступы высотой, не меньшей толщины пограничного слоя движущегося в межреберных каналах теплоносителя, при этом на каждой паре смежных ребер сферические выемки одного ребра зеркально обращены к сферическим выступам другого ребра. Авторами приведены сведения, что применительно к параметрам ребер регенератора ГТУ энергетическая эффективность аппарата увеличивается в 1,4...1,8 раз в зависимости от режима течения и скорости потока, однако не указаны условия достижения такого увеличения и не приводится сравнение эффективности предложенного способа с другими способами интенсификации теплоотдачи.

Согласно зависимости (1) повышение эффективности теплоотдачи возможно за счет снижения гидродинамического сопротивления  $f$ . Представим укрупненно сопротивление оребренной поверхности как

$$f = f_{\text{осн}} + f_{\text{ребр}},$$

где  $f_{\text{осн}}$  — сопротивление трубы-основы;  $f_{\text{ребр}}$  — сопротивление ребер.

Тогда снижение общего сопротивления возможно не только за счет ребер, например путем нанесения на них лунок, но и использования в качестве трубы-основы труб с меньшим сопротивлением при обтекании, например с эллиптическим поперечным сечением.

Подобная труба используется в теплообменных аппаратах компании «Kelvion» (рис. 4) [6].

В работе [7] была произведена оценка эффективности нанесения лунок на одиночную оребренную эллиптическую трубу. Получено, что нанесение на миделевом сечении по малой оси трубы с обеих сторон трубы-основы на ребре по одной лунке позволяет достичь снижения гидродинамического сопротивления на 15...18% и повышения интенсивности теплоотдачи на 17...19%. Однако не была произведена оценка эффективности использования предложенного способа интенсификации и влияния количества лунок, нанесенных на ребрах, на эффективность теплоотдачи.

### ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

**Цель работы** — оценить эффективность по показателю  $FAR$  нанесения лунок на ребра оребренных эллиптических пучков труб для интенсификации теплоотдачи.

**Объект исследования** — процессы гидродинамики и теплоотдачи при течении теплоносителя в оребренных профилированных эллиптических пучках труб.

**Предмет исследования** — показатели гидродинамики, теплоотдачи и теплогидравлической эффек-



тивности при обтекании оребренных профилированных эллиптических трубных пучков.

*Задачи исследования.*

- определение схемы расположения лунок на ребрах;
- разработка математической модели течения теплоносителя в пучках труб;
- моделирование и анализ теплогидравлической эффективности процессов теплоотдачи.

**Результаты исследования.** Определим места расположения лунок на ребре. Для этого представим ребро в качестве обыкновенной пластины и рассмотрим формирование пограничного слоя и изменение коэффициента теплоотдачи по его длине.

В соответствии с [8], изменение толщины пограничного слоя по пластине можно определить как

$$\delta(x) = \frac{4,64 \cdot x}{\sqrt{\text{Re}(x)} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}}} \quad (2)$$

где  $x$  — текущая координата пластины, а коэффициент теплоотдачи

$$\alpha(x) = \frac{3}{2} \frac{\lambda}{\delta(x)}. \quad (3)$$

Исходными данными для расчета приняты:

- теплоноситель — отработавшие газы;
- температура теплоносителя — 300 °С;
- скорость движения теплоносителя — 25 м/с;
- длина пластины — 50 мм.

Приведенные данные приняты из следующих условий: температура и скорость отработавших газов — как средние значения для современных четырехтактных дизельных двигателей [9], а длина пластины равна длине ребра оребренной эллиптической поверхности компании «Kelvion» [6].

Распределения толщины пограничного слоя и коэффициента теплоотдачи по длине пластины, которые рассчитаны по зависимостям (2) и (3), представлены на рис. 5.

Основной идеей нанесения лунок на поверхность является локальный срыв пограничного слоя с целью интенсификации теплоотдачи. В рассматриваемом случае на начальном участке наблюдается стремительное падение коэффициента теплоотдачи, происходящее примерно до середины пластины. Дальнейшее увеличение толщины пограничного слоя и падение коэффициента теплоотдачи (рис. 5) не превышает 4 %. Таким образом, в качестве первого варианта был принят вариант, аналогичный [7] с расположением лунок по малой оси эллипса (рис. 6, б), варианту в (рис. 6, в) определено расположение лунок на начальном и конечном участках ребра, по варианту г (рис. 6, г) рассмотрено оценку эффективности гипотезы расположения лунок в носовой и кормовой части ребра по большой оси эллипса.

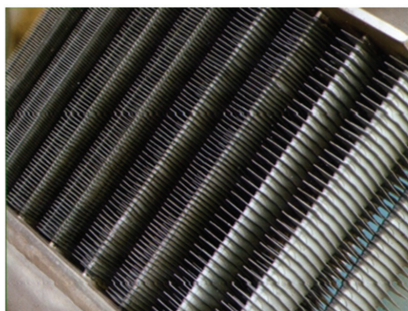
При разработке математической модели течения теплоносителя в пучках труб использовались современные достижения в области вычислительной гидромеханики [10]. Процесс течения моделировался следующими уравнениями:



а)



б)



в)



г)

**Рис. 4.** Теплообменный аппарат с интенсификацией теплопередачи компании „Kelvion“:

а — эллиптическая труба с оребрением; б, в — элементы теплообменной поверхности; г — теплообменный аппарат в сборе

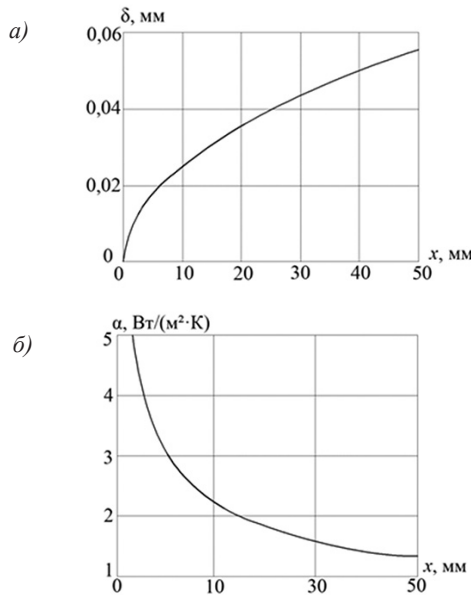


Рис. 5. Распределение толщины пограничного слоя (а) и коэффициента теплоотдачи (б) по длине пластины

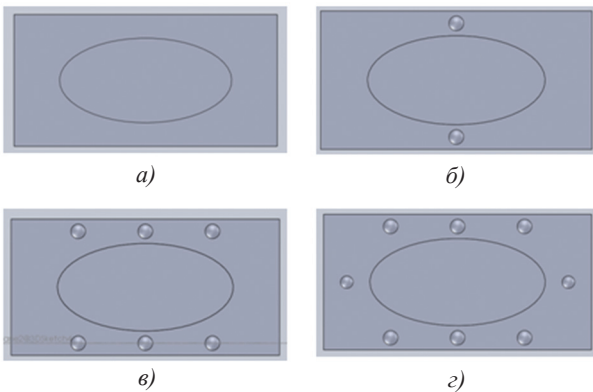


Рис. 6. Варианты расположение лунок на ребре

– неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0; \quad (4)$$

– количества движения

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{S}_M; \quad (5)$$

где тензор напряжений определяется как

$$\tau = \mu \left[ \nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right], \quad (6)$$

а  $\delta$  — дельта-функция Кронекера;

– энергии

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h_{tot}) = \\ = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V} \cdot \vec{\tau}) + \vec{V} \cdot \vec{S}_M + S_E \end{aligned} \quad (7)$$

где

$$h_{tot} = h_{stat} + \frac{\bar{V}^2}{2}, \quad (8)$$

$$h_{stat} = h_{stat}(T, p); \quad (9)$$

– состояния

$$\rho = \rho(T, p), \quad (10)$$

где  $T$  — температура;  $V$  — скорость;  $t$  — время;  $p$  — давление;  $\rho$  — плотность;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  $h_{tot}$  — полная энтальпия;  $h_{stat}$  — статическая энтальпия;  $S_M$  — источниковый член для импульса;  $S_E$  — источниковый член для энергии.

Приведенные выше уравнения составляют систему уравнений *Навье–Стокса*, которые позволяют математически описать практически любой случай течения жидкости или газа. Замыкание этой системы осуществлялось с помощью *RSM*-модели турбулентности. В этой модели принята гипотеза анизотропности турбулентной вязкости, что повлекло за собой введение в систему индивидуальных уравнений переноса напряжений Рейнольдса и коэффициент диссипации. В результате для трехмерной задачи система предполагает наличие семи дополнительных транспортных уравнений.

Использование этой модели обусловлено рекомендациями к ее применению для моделирования сложных течений в каналах с искривленной геометрией, большим количеством обратных течений, инверсией потока, наличием значительных градиентов скоростей и температур. Следовательно, ее применение для исследования течений в рабочих каналах, сформированных из поперечно обтекаемых пучков профилированных оребренных эллиптических труб, наиболее целесообразно.

Решение системы (4)–(10) производилось методом конечных объемов [10]. В качестве рационального варианта принимался вариант, при котором наблюдался бы наибольший рост интенсивности теплоотдачи по сравнению с ростом аэродинамического сопротивления. Сравнение эффективности теплоотдачи производилось по показателю фактора аналогии Рейнольдса (1). Индекс «0» определяет базовый канал, в нашем случае принимался вариант *a* (см. рис. 6, *a*). Компоновка расчетной области представлена на рис. 7.

**Обсуждение полученных результатов.** Результаты моделирования поданы в табл. 1 и на рис. 8.

Анализ результатов показывает следующее. Как и ожидалось, нанесение лунок на ребро значительно интенсифицирует теплоотдачу за счет снижения аэродинамического сопротивления при обтекании. Показатель эффективности *FAR* сдвигается от нижней граничной линии к верхней. Однако эффективность теплообменной поверхности сильно зависит от расположения лунок. Наиболее рациональным является

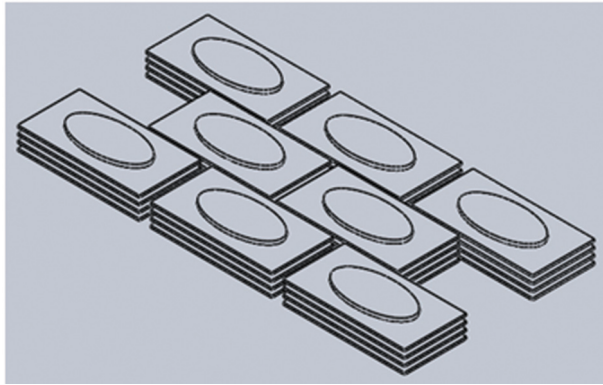


Рис. 7. Компоновка расчетной области

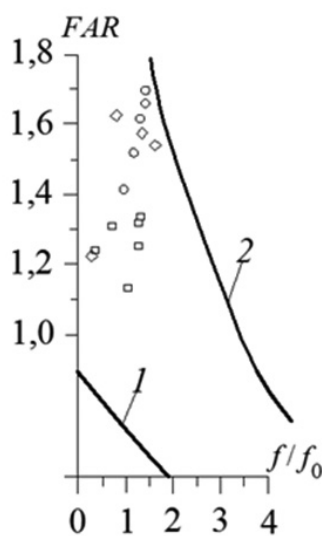


Рис. 8. Сравнение полученных результатов по показателю FAR:

1 — оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса, 2 — поверхность со сферическими углублениями, □ — вариант б, ○ — вариант с, ◇ — вариант д

Таблица 1. Результаты оценки эффективности теплообмена

Re	Вариант б		Вариант с		Вариант д	
	$f/f_0$	FAR	$f/f_0$	FAR	$f/f_0$	FAR
2200	0,42	1,24	0,46	1,31	0,48	1,21
4350	0,78	1,31	0,97	1,41	0,98	1,63
6500	1,15	1,17	1,26	1,51	1,44	1,56
8700	1,19	1,25	1,30	1,60	1,52	1,58
11000	1,22	1,31	1,35	1,65	1,59	1,59
13000	1,26	1,35	1,38	1,69	1,65	1,58

вариант в — последовательного расположения лунок на ребре, поскольку в нем наблюдается наибольший рост эффективности теплоотдачи по сравнению с ростом сопротивления. Вариант г — с носовым и кормовым расположением лунок не дал ожидаемого эффекта, поскольку дополнительное сопротивление развивающемуся носовому вихрю создала носовая часть трубы, а кормовая лунка находится в гидродинамическом следе лунок на ребрах.

**ВЫВОДЫ.** 1. Впервые выполнено моделирование наружного обтекания теплообменной поверхности, элементом которой является эллиптическая труба-основа с прямоугольными ребрами, на которые нанесены три варианта расположения лунок: в диаметральной плоскости по малой оси трубы, последовательно на ребрах, в носовой и кормовой частях и последовательно на ребрах.

2. Получено, что наилучшим вариантом является вариант с последовательным расположением лунок на ребрах, при которых максимальный рост по показателю эффективности FAR достигает до 30 %.

3. Полученные результаты будут использованы для получения критериальных зависимостей теплоотдачи профилированных оребренных поверхностей теплообмена.

## Список литературы

- [1] Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI [Электронный документ] / MAN Diesel & Turbo. Режим доступа [https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery\\_doc/waste-heat-recovery-system-\(whrs\).pdf?sfvrsn=8](https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-(whrs).pdf?sfvrsn=8).
- [2] Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. М.: Машиностроение, 1989. 367с.
- [3] Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) [Текст] / А. А. Халатов. К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. 140 с.
- [4] Халатов, А. А. Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различных типов [Текст] / А. А. Халатов, А. В. Окишев, В. Н. Онищенко. Пром. Теплотехника, 2010, т. 32, № 5. С. 5–13.
- [5] Кунтыш В. Б., Дударев В. В., Кунтыш В. Э., Сухоцкий А. Б. Теплообменная труба. Патент на полезную модель. ВУ № 7593. Заявлено 2011.03.17. Опубл. 2011.10.30.
- [6] Kelvion. Product Line: Air Fin Cooler. Taking the heat out of major industries [Электронный документ] / Режим доступа [http://www.edelflex.com/archivos/descargas/379/Kelvion\\_AFC\\_Product\\_Line\\_Brochure\\_EN.PDF](http://www.edelflex.com/archivos/descargas/379/Kelvion_AFC_Product_Line_Brochure_EN.PDF).
- [7] Теплообменная поверхность. Кузнецов В. В., Кузнецова С. А., Якимович А. В., Кузнецов В. Г. Патент України на корисну модель № 69705. Заявлено 25.10.2011. Опубл. 10.05.2012 бюл. № 9 Патентовласник НУК ім. адмірала Макарова.
- [8] Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст] М.: Наука 1974. 712 с.
- [9] Marine Engine IMO Tier II and Tier III Programme 2nd edition 2017 [Электронный документ] / Режим доступа <http://marine.man.eu>.
- [10] Быстров, Ю. А. Численное моделирование вихревой интенсификации в пакетах труб [Текст] / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.



Volodymyr  
V. Korobko

Володимир  
Володимирович  
Коробко

УДК 621.4: 620.9

## IMPROVING THE EFFICIENCY OF POWER PLANTS BY APPLYING THE THERMOACOUSTIC TECHNOLOGY

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ  
ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.28

Volodymyr V. Korobko

В. В. Коробко, канд. техн. наук, доц.

volodymyr.korobko@nuos.edu.ua

ORC ID: 0000-0001-5761-6824

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

**Abstract.** The paper analyzes the generalized structure of energy consumption of the society. It is shown that the structure of modern energy unit (EU) waste heat streams has significantly changed. These changes are caused by the use of the latest energy-saving production processes, high-efficiency thermal motors, etc. It is shown that a large proportion of the waste heat of modern power plants (60...80 %) is low-temperature thermal emissions. Examples of the use of known energy saving technologies designed to improve EU efficiency are considered. It is concluded that the existing majority of technologies are intended for use as a part of powerful EU, and, moreover, they are mainly focused on the consumption of high-level emissions. The work shows that there is a need to develop new technical solutions for the use of low temperature thermal resources, discharged and reduced. In addition, there is a lack of technologies that are suitable for efficient use of relatively small amounts of heat resources,  $10^2 \dots 10^3$  kW, in particular for transport energy. Thermoacoustic technologies are proposed as a solution of stated problems. The basic scheme of the thermoacoustic system is developed, which is suitable for use of low-temperature thermal emissions of various types of EU. The basic principles of construction of thermoacoustic power generating systems for the use of low temperature thermal resources are considered. Factors that affect the external characteristics of thermoacoustic heaters are established. A generalized mathematical model of EU with a thermoacoustic energy saving system is proposed. It is synthesized on the basis of mathematical models of components of the basic EU. The results of the calculations carried out on the basis of the model shows that the use of thermoacoustic thermal machines in the ship's power plants, for the utilization of surplus waste heat energy with temperatures in the range of 111... 450 K, can increase the efficiency of the ship power plant by 6...8 %, ensuring fuel economy up to 6 %.

**Keywords:** power plants; thermal emissions; thermoacoustic technology; mathematical model.

**Анотація.** Проведено аналіз узагальненої структури енергоспоживання суспільством. Показано, що в структурі скидних енергетичних потоків сучасних енергетичних установок (ЕУ) відбулися суттєві зміни, які зумовлені використанням новітніх енергозощаджуючих виробничих процесів, високоефективних теплових двигунів тощо. Установлено, що більшу частку скидної теплоти сучасних ЕУ до 80 % складають низькотемпературні теплові викиди (НТВ). Розглянуті приклади застосування відомих технологій енергозбереження, призначених для підвищення ефективності ЕУ. Зроблено висновок, що більшість із них призначена для утилізації викидів високого потенціалу в складі потужних ЕУ. Показано, що існує потреба в розробці нових технічних рішень, призначених для використання низькотемпературних теплових ресурсів, скидних та відновлювальних. Крім того, бракує технологій, придатних для ефективного застосування відносно малих об'ємів теплових ресурсів, рівня  $10^2 \dots 10^3$  кВт, зокрема для транспортної енергетики. Для вирішення поставлених питань запропоновано впровадження термоакустичних технологій. Розроблена принципова схема термоакустичної системи, яка придатна для використання НТВ різних типів ЕУ. Розглянуті базові принципи побудови термоакустичних енергогенеруючих систем застосування низькотемпературних теплових ресурсів, скидних та відновлювальних. Установлені фактори, які впливають на зовнішні характеристики термоакустичних

теплових машин. Запропонована узагальнююча математична модель ЕУ з термоакустичною системою енергозбереження, яка синтезована на основі математичних моделей складових частин базової ЕУ. Результати розрахунків, виконаних на базі моделі, свідчать, що застосування термоакустичних теплових машин у складі суднових енергетичних установок (СЕУ), для утилізації надлишків скидної теплової енергії з температурами в діапазоні 111...450 К, дає можливість підняти ефективність СЕУ на 6...8 %, забезпечивши при цьому економію пального до 6 %.

**Ключові слова:** енергетичні установки; теплові викиди; термоакустичні технології; математична модель.

**Анотація.** Проведен аналіз обобщенной структури энергопотребления обществом. Показано, что в структуре тепловых выбросов энергетических установок (ЭУ) произошли существенные изменения, обусловленные использованием новейших энергосберегающих производственных процессов, высокоэффективных тепловых двигателей. Показано, что 80 % составляют низкотемпературные тепловые выбросы (НТВ). Рассмотрены примеры применения известных технологий энергосбережения, предназначенных для повышения эффективности ЭУ. Сделан вывод, что большинство имеющихся технологий предназначено для использования в составе мощных ЭУ, кроме того, они ориентированы на потребление выбросов высокого потенциала. Показано, что существует потребность в разработке новых технических решений, предназначенных для применения низкотемпературных тепловых ресурсов, сбросных и возобновляемых. Кроме того, не хватает технологий, пригодных для эффективного использования относительно малых объемов тепловых ресурсов, уровня 102 ...103 кВт, в частности для транспортной энергетики. Для решения поставленных вопросов предложено применение термоакустических технологий. Разработана принципиальная схема термоакустической системы, которая пригодна для использования НТВ различных типов ЭУ. Рассмотрены базовые принципы построения термоакустических энергогенерирующих систем энергосбережения, предназначенных для утилизации низкотемпературных тепловых ресурсов — тепловых выбросов ЕУ и теплоты возобновляемых источников энергии. Предложена обобщенная математическая модель ЭУ с термоакустической системой энергосбережения, которая синтезирована на основе математических моделей составных частей ЭУ. Результаты расчетов, выполненных на базе разработанной модели, показывают, что применение термоакустических тепловых машин в составе судовых энергетических установок (СЭУ), для утилизации излишков сбросной тепловой энергии с температурами в диапазоне 111...450 К, дает возможность повысить эффективность СЭУ на 6...8 %, обеспечив при этом экономию горючего до 6 %.

**Ключевые слова:** энергетические установки; тепловые выбросы; термоакустические технологии; математическая модель.

## References

- [1] Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I. K. & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579. ISSN1364-0321. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [2] Thekdi, A., N., & Sachin, U. Thu (2015). Industrial Waste Heat Recovery — Potential Applications. *OSTI. GOV Technical Report*. Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities. United States. DOI: 10.2172/1185778.
- [3] Cullen, J. M., & Allwood, J. M. (2010). Theoretical efficiency limits for energy conversion devices. *Energy*, 35, 2059-2069. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy>.
- [4] Semkov, K., Mooney, E, Connolly, M, & Adley, C. (2014). Efficiency improvement through Waste heat reduction. *Appl Therm Energy*, 70, 716-722. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.030>.
- [5] Singh, D., & Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315-328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>.
- [6] Yun, E., Park, H., Youl, S., & Chun, K. (2015). 000 Dual parallel organic Rankine cycle (ORC) system for high efficiency waste heat recovery in marine application. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29, 2509-2515. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>.
- [7] Kalina, A. I. (1983). Combined cycle and waste heat-recovery power-systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power-generation. *Mech Eng.*, 105(11), 104. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>.
- [8] Yari, M., Mehr, A., Zare, V., Mahmoudi, S. & Rosen, M. (2015). Exergoeconomic comparison of TC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, 1-11. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy> .2015.02.080.
- [9] *Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI* (2011). Tech. rep., MAN Diesel and Turbo. Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>.

- [10] *Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design. Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design index for new ships* (2009). IMO. Retrieved from <https://goo.gl/4Amxuv>.
- [11] Haddad, C., Périlhon, C., & Danlos, A. (2014). Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic technology: 14 International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability, TMREES 14. *Energy Procedia*, 50, 1056-1069. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.06.125>.
- [12] Rott, N. (1980). Thermoacoustics. *Adv. Appl. Mech.*, 20 (135), 250-272. [https://doi.org/10.1016/S0065-2156\(08\)70233-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2156(08)70233-3).
- [13] Swift, G. W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. New York: American Institute of Physics Press.
- [14] Ward, B., Clark, J., & Swift, G.W. (2017). *Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion*. Version 6.4b2.7. Users Guide. Retrieved from <https://www.lanl.gov>.
- [15] Bejan, A. (1996). Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. *J. Appl. Phys.*, 79 (3), 1191-1218. DOI: 10.1063/1.362674.
- [16] Kan, X., Wu, F., Chen, L., Sun, F., & Guo, F. (2010). Exergy efficiency optimization of a thermoacoustic engine with a complex heat transfer exponent. *International Journal of Sustainable Energy*, 29(4), 220-232. doi:10.1080/14786461003782716.
- [17] Korobko, V.V. (2013). Yssledovanye protsessov teploobmena y hydrodynamiky v elementakh termoakustycheskykh dvyhateley. *Avyatsyonno-kosmycheskaya tekhnika i tekhnolohyya*, 8 (105), 123-130. ISSN.1727-7337.
- [18] Korobko, V. V. (2014). Osoblyvosti protsesu zapusku termoakustychnykh dvyhuniv za umov vykorystannia nyzkotemperaturnykh dzherel teplovoi enerhii. *Avyatsyonno-kosmycheskaya tekhnika i tekhnolohyya*, 8 (115), 50-54, ISSN 1727-7337.
- [19] Korobko, V. V., Moskovko, O. O., & Tymoshenko, D. O. (2015). Chyslove modeliuvannia sudnovoi termoakustychnoi systemy rehazyfikatsii LNG palyv. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii*. Kherson, KhDMA, 3(11), 69-76. ISSN 2313-4763.
- [20] Korobko, V. V. (2016). Doslidzhennya osobly`vostej vy`kory`stannya impul`sny`x dvonapravleny`x turbin v termoakusty`chny`x mashy`nax [Investigation use of features of puls bidirectional turbyne in thermoacoustic heat machines]. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii*. Kherson, KhDMA, 1 (14), 201-208. ISSN 2313-4763.
- [21] De Blok, K. (2012). *Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity*. Retrieved from <http://www.aster-hermoacoustics.com>.
- [22] *INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD*. Retrieved from <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df>.

**Постановка задачі.** Сучасне суспільство споживає великі об'єми енергії, основний об'єм якої продукується з допомогою теплових енергетичних установок (ТЕУ). Робота будь-яких ЕУ супроводжується утворенням теплових викидів, які розглядаються як вторинні енергетичні ресурси (ВЕР). Використання цих ВЕР дозволяє підвищити ефективність ЕУ, зменшити споживання видобувних видів палив, знизити шкідливий вплив на довкілля.

Удосконалення технічного рівня ЕУ та впровадження новітніх технологій в енергетиці, транспорті, промисловості призвели до суттєвого підвищення ефективності ТЕУ та зміни температурного рівня ВЕР.

Діаграма на рис. 1 ілюструє в послідовності процеси виробництва, трансформації та енергоспоживання: від первинних джерел енергії (палив) до споживачів в енергетиці, транспорті, промисловості, ЖКХ, сфери послуг [1]. Можна бачити, що в результаті роботи ТЕУ біля 30 % енергії первинних енер-

гоносіїв використовується на потреби споживачів. Решту енергії, а це приблизно 50 %, складають ВЕР різних температурних рівнів, 20 % — безворотні втрати.

Сумарний об'єм ВЕР із температурою, що перевищує 300 °С, складає лише 20 %, до діапазону температур 200...300 °С належить 16 % від загального об'єму, решта, а це 54 %, — викиди з температурою, нижчою за 100 °С. Питання, пов'язані з утилізацією ВЕР з температурами, вищими за 300 °С, не є предметом наявних досліджень.

Використання ВЕР з температурами нижче 300 °С, а це 89 % від загального обсягу, є складною проблемою, оскільки потребує врахування потреб конкретного споживача. Така задача може бути розв'язана шляхом застосування системного підходу, оскільки потребує аналізу взаємодії складових елементів ЕУ, обґрунтування можливості та доцільності використання технологій енергозбереження в кожному окремому випадку.

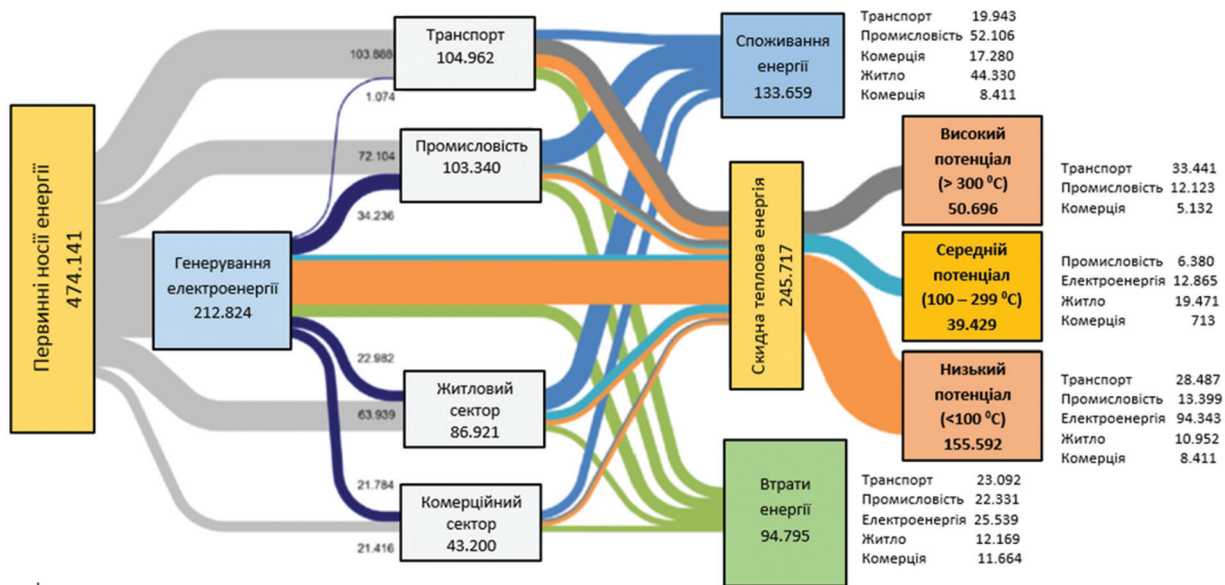


Рис. 1. Узагальнена структура енергетичних потоків сучасного суспільства,  $10^{15}$  Дж [1]

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** При виборі технології застосування ВЕР вирішальним фактором є специфічні потреби споживача в конкретних видах енергії: механічній, електричній, тепловій тощо. Відповідно до цих обставин енергозберігаючі технології можна поділити на дві групи [2–4].

Перша група, **теплофікаційні**, це такі, що не передбачають отримання додаткової механічної роботи, а саме комунальні та побутові потреби, процеси сушки та ін. Ці рішення відносно прості, але їх використання цілком визначається наявністю потреб у споживача.

Друга група, **енергогенеруючі технології**, до яких належать когенераційні та тригенераційні схеми. У цих системах застосовуються теплові машини (ТМ), які здатні перетворювати потенціал низькотемпературних ВЕР у механічну роботу. Такі ТМ можуть бути реалізовані на основі різних термодинамічних циклів — цикл Ренкіна (на воді або органічних теплоносіях (ORC) [5, 6], цикл А. Kalina [7], Trilateral Cycle (TC) [8] тощо.

Зрозуміло, що всі вказані технології передбачають використання додаткового обладнання, що призводить до зростання масогабаритних показників ЕУ, ускладнення їх конструкції, зростання вартості, погіршення надійності. У деяких випадках ці фактори унеможливають їх застосування.

Наведена інформація свідчить, що на даний момент не існує універсальної технології утилізації нижчої температури (НТ) ВЕР. Вибір технології обмежується характеристиками наявної ЕУ та потребами конкретного споживача, крім того, в деяких випадках, таких, як транспортна енергетика, існують масогабаритні, екологічні або вартісні обмеження [9, 10]. Відсутні рішення для «малих» об'ємів теплових викидів  $10^2 \dots 10^3$  кВт.

Одним з перспективних шляхів утилізації НТ теплових енергоресурсів є використання термоаку-

стичних теплових машин (ТАТМ). Існують ТАТМ прямої дії: це термоакустичні двигуни (ТАД) та машини зворотної дії — термоакустичні рефрижератори (ТАР) або теплові насоси. Ці апарати суттєво відрізняються від механічних систем простою конструкцією, відсутністю рухомих частин та шкідливих робочих речовин. Для ТАТМ характерні висока надійність, відносна мала вартість, екологічна безпека [11, 12].

Здатність ТАТМ використовувати теплоту від будь-яких зовнішніх джерел дає можливість створювати такі системи для різних типів ТЕУ. Для роботи ТАД вирішальною є різниця температур між зовнішніми джерелами та стоком теплової енергії, тому ТАТМ здатні використовувати будь-які джерела енергії, в цьому випадку криогенний потенціал скраплених газів. Такі установки доцільно запровадити як системи регазифікації LNG та LPG палив на судах та берегових терміналах.

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.** Термоакустичні технології можуть стати в нагоді для вирішення питань утилізації НТ теплових викидів. Але їх впровадженню заважає відсутність наукових знань відносно раціонального використання ТАТМ у складі ЕУ.

**МЕТОЮ СТАТТІ** є формалізація базових принципів побудови енергогенеруючих термоакустичних систем застосування низькотемпературних теплових ресурсів, скидних та відновлювальних; синтез математичної моделі ЕУ з термоакустичною системою енергозбереження; розробка науково обґрунтованих принципів побудови термоакустичних систем як складової частини ЕУ.

**МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ** — аналіз та синтез теплотехнічних процесів та їх моделювання в ЕУ з термоакустичною системою енергозбереження.

**ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ** — теплотехнічні процеси енергоперетворення в ЕУ з ТАТМ та їх елементах, їх внутрішні взаємозв'язки і взаємодія з навколишнім середовищем.

**ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ** — закономірності теплофізичних процесів в ЕУ та ТАТМ систем використання НТ теплових ресурсів.

**Основний матеріал.** Задачі створення узагальненої математичної моделі ЕУ з термоакустичною системою енергозбереження доцільно вирішувати в максимально повній постановці, не звужуючи її окремими типами ЕУ. Принципова схема ЕУ з термоакустичною системою енергозбереження показана на рис. 2.

Математична модель має відповідати структурі ЕУ та функціональним зв'язкам у комплексі: «ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ–ТАТМ–НАВАНТАЖЕННЯ ТАТМ». Математична модель повинна забезпечити можливість прийняття обґрунтованих конструктивних та схемних рішень при розробці термоакустичних систем енергозбереження, здатних працювати в складі різних ТЕУ. Енергообмін між джерелами енергії, ТАТМ та довідками забезпечують зовнішні системи з проміжними теплоносіями.

Вважаємо, що ЕУ складається з трьох взаємно пов'язаних підсистем:

- підсистема високого потенціалу — це джерела скидної та відновлювальної теплової енергії: теплові двигуни, виробничі процеси, ЕУ, тощо;
- підсистема ТАТМ та її навантаження;
- підсистема низького потенціалу (стік теплової енергії) — довідка або робочі речовини, з температурою, нижчою за температуру оточуючого середовища.

Математична модель синтезована на базі моделей складових компонентів ЕУ відповідно до прийнятих припущень:

- ТАТМ працює за рахунок різниці в температурі між джерелами енергії високого та низького потенціалу;

– зовнішні джерела низького потенціалу можуть мати температуру довідки або нижчу;

– джерела енергії — ТД, ЕУ, технологічні процеси, не пов'язані термодинамічними циклами з ТАТМ;

– енергообмін між ТАТМ та джерелами енергії здійснюється за рахунок окремих проміжних систем;

– навантаженням ТАТМ можуть бути енергогенеруючі елементи або ТАТМ зворотної дії.

1. Теплоенергетична установка та зовнішнє середовище

Згідно з прийнятими умовами математична модель умовної ЕУ може бути подана у вигляді системи рівнянь балансу енергетичних та матеріальних потоків ВЕР на різних експлуатаційних режимах. Ця модель включає в себе теплофізичні параметри теплоносіїв підсистеми високого та низького потенціалу.

Для задачі проектування ТАТМ достатньо знати функціональні залежності температури та витрати по кожному зі скидних теплоносіїв залежно від потужності ЕУ, зовнішніх параметрів та інших факторів. Зазвичай ця інформація може бути задана у вигляді апроксимаційних функцій, що значно спрощує їх подальше використання. Загалом ця система рівнянь виглядає як

$$T_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots);$$

$$G_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots); \quad (1)$$

$$Ne_{EY}(reg) = F(T_{amb}, g_e, \dots);$$

де  $i$  — елемент ТЕУ, що розглядається;  $j$  — теплоносій ВЕР;  $Ne_{EY}(reg)$  — ефективна потужність на різних режимах;  $g_e$  — питома витрата пального;  $T_{amb}$  — температура довідки.

Зрозуміло, що потужність ЕУ  $Ne_{EY}(reg)$  — це цільова функція і залежить від великої кількості параметрів. Доступний об'єм ВЕР ТЕУ по кожному з теплоносіїв відносно до умов довідки може бути обчислений як

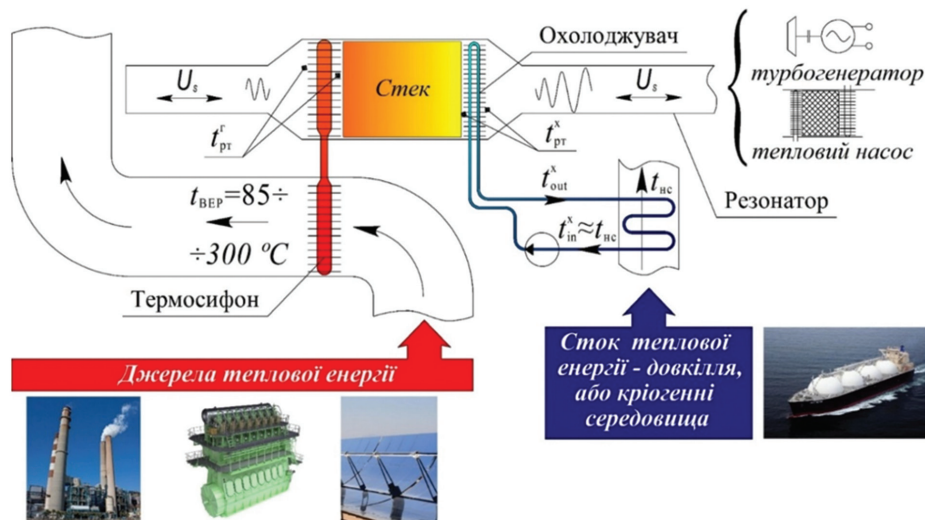


Рис. 2. Принципова схема системи використання низькотемпературних теплових ресурсів із застосуванням ТАТМ



$$Q_j^i = G_j^i \times c_j (T_j^i - T_{amb}). \quad (2)$$

Здебільшого цієї інформації достатньо для розробки ТАТМ та пов'язаних з нею систем.

2. Термоакустична теплова машина

У ТАТМ за рахунок термоакустичного ефекту здійснюються перетворення теплової енергії в механічну у вигляді потужних акустичних хвиль з її подальшою трансформацією для потреб споживача:

$$Q_j^i \Leftrightarrow \dot{E}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[\tilde{p}_1 U_1] = \\ = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos \varphi_{pU} = \frac{1}{2} A |p_1| |u_1| \cos \varphi_{pU},$$

де  $p_1, u_1$  — акустичний тиск та коливна швидкість;  $A$  — площа перетину резонатора;  $U$  — об'ємна швидкість;  $\varphi_{pU}$  — фазовий кут.

Базові положення сучасної теорії термоакустики були викладені в роботах N. Rott [12]. У подальшому G. W. Swift [13] розвинув цю модель, запровадивши так звану «short engine model» ТАТМ (рис. 3).

Модель Rott–Swift (MRS) побудована на базі класичної лінійної акустики, це загально визнана модель широко використовується в практиці термоакустики. У цій одномірній моделі параметри робочого середовища та акустичної хвилі є функціями поздовжньої координати, а в поперечному перетині розглядаються лише осереднені величини.

Згідно із MRS акустичну потужність, яку продукує або абсорбує елемент матриці довжиною  $dx$ , визначають як

$$\frac{d \dot{E}_{matr}}{dx} = -\frac{r_v}{2} [U_1]^2 - \frac{1}{2r_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[g \tilde{p}_1 U_1], \quad (3)$$

де  $r_v$  — в'язкісна складова акустичного опору;  $r_k$  — терморелаксацийна складова акустичного опору;  $\rho_m$  — густина робочого середовища;  $g$  — коефіцієнт підсилення матриці.

Перші два члени рівняння (3) є дисипативними і пов'язані з в'язкісними та терморелаксацийними процесами в прилеглих шарах. Третя складова визначає характер та інтенсивність термоакустичних перетворень у матриці. Коефіцієнт підсилювання акустичної енергії розраховується так:

$$g = \frac{f_k - f_v}{(1 - \sigma)(1 - f_v)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx}, \quad (4)$$

де  $\omega$  — кутова швидкість;  $T_m$  — осереднена температура середовища;  $f_k$  і  $f_v$  — просторово осереднені термоакустичні функції Ротта [7, 8], які залежать від типу поверхні матриці;  $\sigma$  — стала Прандтля.

Можна вважати, що матриця ТАТМ працює як своєрідний «термоакустичний» підсилювач, величина якого залежить від поздовжнього градієнта температур у матриці  $dT_m/dx$ .

Акустичну потужність, що генерується в матриці МТП за MRS, визначають шляхом інтегрування (3) за довжиною матриці.

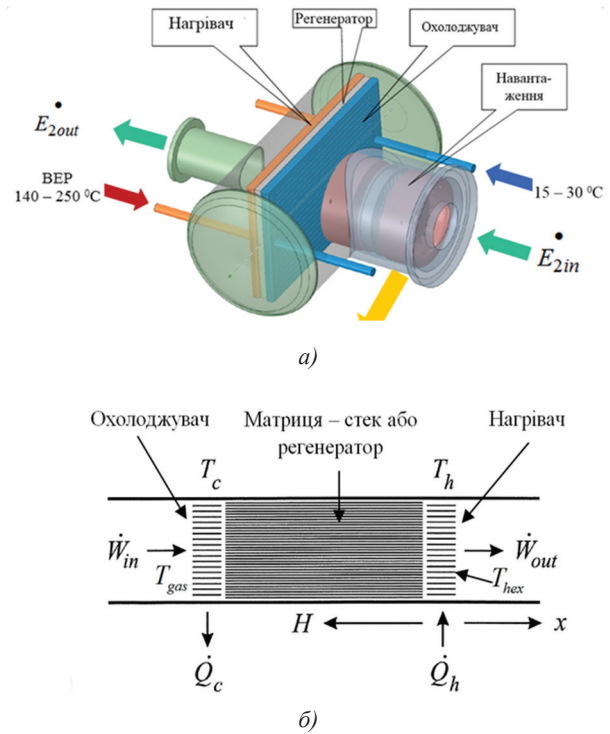


Рис. 3. Модуль термоакустичних перетворень та його складові елементи:

а — конструкція; б — схема блока теплообмінників ТАТМ

У теорії термоакустики MRS важливим є поняття повної потужності —  $H_2$ , яка відображає енергетичні перетворення в структурних елементах ТАТМ — теплообмінниках, матриці, резонаторі, навантаженні:

$$\dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - \\ - (A_{gas} k_{gas} + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx}. \quad (5)$$

За допомогою співвідношень (1)–(5) можна визначити кількість теплоти, яку мають підвести до матриці теплообмінники, потужність ТАТМ, дослідити розподіл теплофізичних параметрів у ТАТМ.

На основі MRS створений програмний комплекс Delta EC [14], який виконує одночасні інтеграції вздовж осі  $x$  імпульсу, неперервність і рівняння сумарної потужності у формах:

$$dp_1 = F_{mom}(T_m, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx;$$

$$dT_m = F_{power} \times \\ \times (T_m, p_1, U_1; \dot{H}_2, \omega, gas\ proerties, geometry) dx;$$

$$dU_1 = F_{cont} \times \\ \times (T_m, p_1, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx.$$

Однак лінійна модель Ротта–Свіфта має суттєвий недолік, оскільки всі теплофізичні параметри вважаються однорідними в поперечному перетині резонатора і такими, що залежать тільки від поздовжньої координати.

MRS не враховує особливості теплоенергообміну між робочим тілом ТАТМ та рекуперативними теплообмінниками, а вирази (3)–(5) базуються на різниці температур уздовж матриці ТАТМ, яка вважається заданою. Питання, яким чином ця температурна різниця може бути досягнута, не розглядаються. Нехтування цими факторами призводить до значних похибок при проектуванні термоакустичних апаратів. Можливі випадки, коли потенційна теплова потужність стеку може перевищувати відповідну потужність теплообмінників. Очевидно, що за таких умов найбільш раціональним буде підхід, за яким ТАТМ буде розглядається як складова частина ЕУ.

**FTT-модель ТАТМ.** Останнім часом широкого розповсюдження для аналізу ефективності ЕУ набула так звана FTT (Finite Time Thermodynamics). Особливість FTT-моделей ТД полягає в застосуванні узагальненого закону енергообміну, який дозволяє враховувати параметри джерел енергії, потужності ТД, тривалість термодинамічного циклу, для ТАТМ це частота звукової хвилі [15, 16]:

$$Q_{HEX} = kF_{HEX} (T_H^n - T_L^n),$$

де  $n = n_1 + in_2$  – комплексний показник;  $k$  — коефіцієнт теплопередачі;  $F_{HEX}$  — загальна площа поверхні теплообмінника.

На рис. 4 наведена схема ТАД, яка ілюструє основні принципи побудови моделей процесів методами FTT-термодинаміки.

Згідно з першим законом термодинаміки в ТАТМ мають виконуватися умови

$$T_H > T_{iH} > T_{iL} > T_L. \quad (6)$$

Акустична потужність, яку розвиває ТАТМ, може бути розрахована як

$$\dot{E} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{Q}_{iH} - \dot{Q}_{iL}. \quad (7)$$

У базовій FTT-моделі передбачається врахування впливу незворотних процесів у матриці ТАТМ за допомогою коефіцієнта внутрішньої незворотності  $\Phi_{TATM}$  [16].

У наявній моделі запропоновано ввести коефіцієнт, який ураховує вплив неоднорідності поля температур по фронту рекуперативних теплообмінників —  $\Phi_{HEX}$ . Тоді сумарний коефіцієнт незворотності визначається у вигляді суми

$$\Phi_{\Sigma} = \Phi_{TATM} + \Phi_{HEX}. \quad (8)$$

Як показано в [16], кількість теплової енергії, що передана теплообмінниками ТАТМ до робочого тіла та матриці:

$$\dot{Q}_{iH} = \frac{k_h f F_{\Sigma} (x^n T_H^n - T_L^n)}{(1+f) \times (\chi^n + \Phi_{\Sigma} \chi f k_h / k_c)};$$

$$\dot{Q}_{iL} = \Phi_{\Sigma} \chi \frac{k_h f F_{\Sigma} (\chi^n T_H^n - T_L^n)}{(1+f) \times (\chi^n + \Phi_{\Sigma} \chi f k_h / k_c)},$$

де  $k_h$  і  $k_c$  — коефіцієнти теплопередачі нагрівача й охолоджувача;  $\chi = T_{L0} / T_{H0}$  — температурний коефіцієнт;  $f = F_{HEX}^h / F_{HEX}^c$  — відношення повних площ теплообмінників;  $\delta = k_h / k_c$  — відношення коефіцієнтів теплопередачі теплообмінників;  $F_{\Sigma} = F_{HEX}^h + F_{HEX}^c$  — сумарна площа теплообмінників. Потужність, яку здатен розвинути ТАД  $\dot{E}_{TAD}$  за методологією FTT-термодинаміки з урахуванням (6)–(8) може бути розрахована як

$$\dot{E}_{TAD} = \dot{Q}_{iH} - \dot{Q}_{iL} = \frac{k_h f F_{\Sigma} (1 - \Phi_{\Sigma} \chi) (T_H^n - (T_L / \chi)^n)}{(1+f) (1 + \delta \Phi_{\Sigma} f \chi^{1-n})}. \quad (9)$$

У роботах [17, 18] було показано, що інтенсивність теплообміну в значній мірі визначає можливу потужність ТАТМ, оскільки теплообмін — це єдиний механізм підведення зовнішньої енергії до робочого тіла. Завдяки (9) можливо встановити безпосередній зв'язок інтенсивності теплообміну в акустичному середовищі з робочими характеристиками ТАТМ.

**Обговорення отриманих результатів.** Унаслідок застосування інтегруючого підходу до моделювання ЕУ з ТАТМ синтезована узагальнююча математична модель, в якій з допомогою методів FTT-термодинаміки пов'язані балансова модель ЕУ та лінійна модель термоакустики MRS:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots) \\ G_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots) \\ Ne_{EY}(reg) = F(T_{amb}, g_e, \dots) \\ dp_1 = F_{mom}(T_m, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx \\ dT_m = F_{power} \times \\ \times (T_m, p_1, U_1; \dot{H}_2, \omega, gas\ proerties, geometry) dx \\ dU_1 = F_{cont} \times \\ \times (T_m, p_1, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx \\ \dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - \\ - (A_{gas} k_{gas} + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx} \\ \dot{E}_{TAD} = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = \\ = \frac{k_h f F_{\Sigma} (1 - \Phi_{\Sigma} \chi) (T_H^n - (T_L / \chi)^n)}{(1+f) (1 + \delta \Phi_{\Sigma} f \chi^{1-n})} \end{array} \right.$$

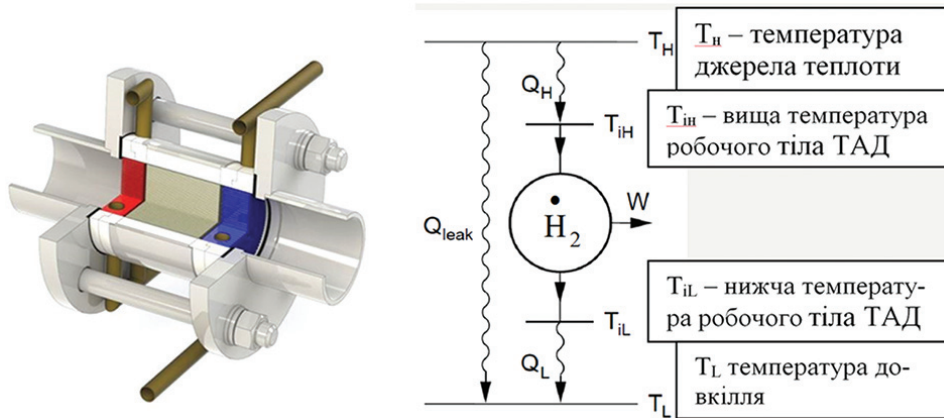


Рис. 4. Потоки енергії в ТАТМ

У загальному випадку результатом використання енергогенеруючої термоакустичної системи є отримання додаткової потужності  $Ne^{TETM}$ , тоді сумарна ефективна потужність ЕУ

$$Ne_{\Sigma}^{EV} = Ne^{EV} + Ne^{TATM} \times (Ne_{EV}^{reg}, Q_f^{BEP}, T_{amb}, T_H, T_C, \dots)$$

Важливою перевагою моделі є можливість її етапного застосування для визначення доцільності використання ТАТМ у конкретній ЕУ.

На першому етапі достатньо розглянути балансову модель ЕУ та отримати дані відносно параметрів скидних ресурсів. Далі, за допомогою спрощених виразів MRS можна оцінити потенційну ефективність від використання ТАТМ.

Як приклад розглянута можливість застосування ТАТМ для утилізації теплових викидів суднового МОД W12X92DF потужністю 63800 кВт, який здатний працювати на криогенному паливі — LNG [19]. Для транспортних суден витрати на пальне є основною статтею витрат, тому впровадження енергогенеруючих технологій енергозощадження є дуже привабливим. На рис. 5 наведені дані відносно об'ємів та параметрів скидної енергії двигуна W12X92DF [19].

Можна побачити, що температури теплових викидів не перевищують 230 °С, що суттєво обмежує можливості використання систем утилізації, основаних на циклі Ренкіна.

Термоакустичні теплові машини здатні працювати за таких умов, крім того, вони дозволяють утилізувати потенціал криогенного палива. Ураховуючи ці обставини, була розроблена термоакустична система утилізації НТ викидів малооборотного двигуна (МОД), схема якої показана на рис. 6.

У цій системі передбачається використання двох термоакустичних двигунів, які працюють за циклом Стірлінга. Як навантаження ТАД обрано електрогенератор з приводом від імпульсної двонаправленої турбіни (ІДТ) [19, 20].

Згідно із [13, 14] у першому приближенні можливу потужність ТАТМ можна визначити, знаючи екзергію наявних енергетичних ресурсів та задавши ККД ТАТМ. У даному випадку потужність термоакустичного турбогенератора може бути розрахована як

$$Ne_{TATM} = \eta_{TATM}^{Stirl} (Q_h^{in} - Q_c^{out}) (1 - T_c/T_h) \eta_{IDT} \eta_{gen}$$

де  $\eta_{IDT}$  — ККД імпульсної двонаправленої турбіни;  $\eta_{gen}$  — ККД електрогенератора. Згідно з [11 та 21]

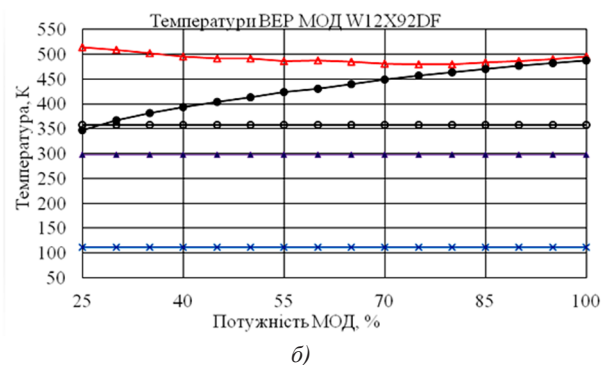
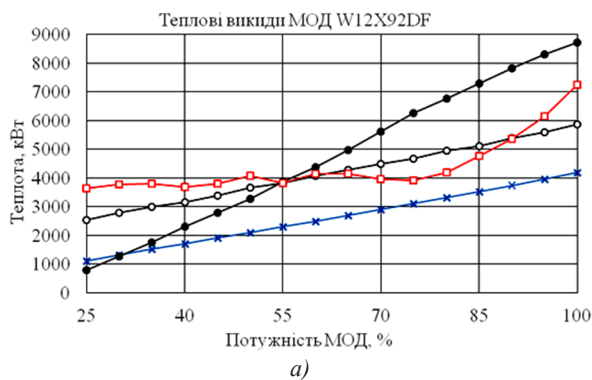


Рис. 5. Параметри джерел теплової енергії:

а — об'єми; б — температури; —♦— довікілля, —△— відхідні гази, —×— паливна LNG-система, —●— ОНП; —◇— ОНП МОД та паливна LNG-система, —◆— ОНП МОД, паливна LNG-система і надлишок пари

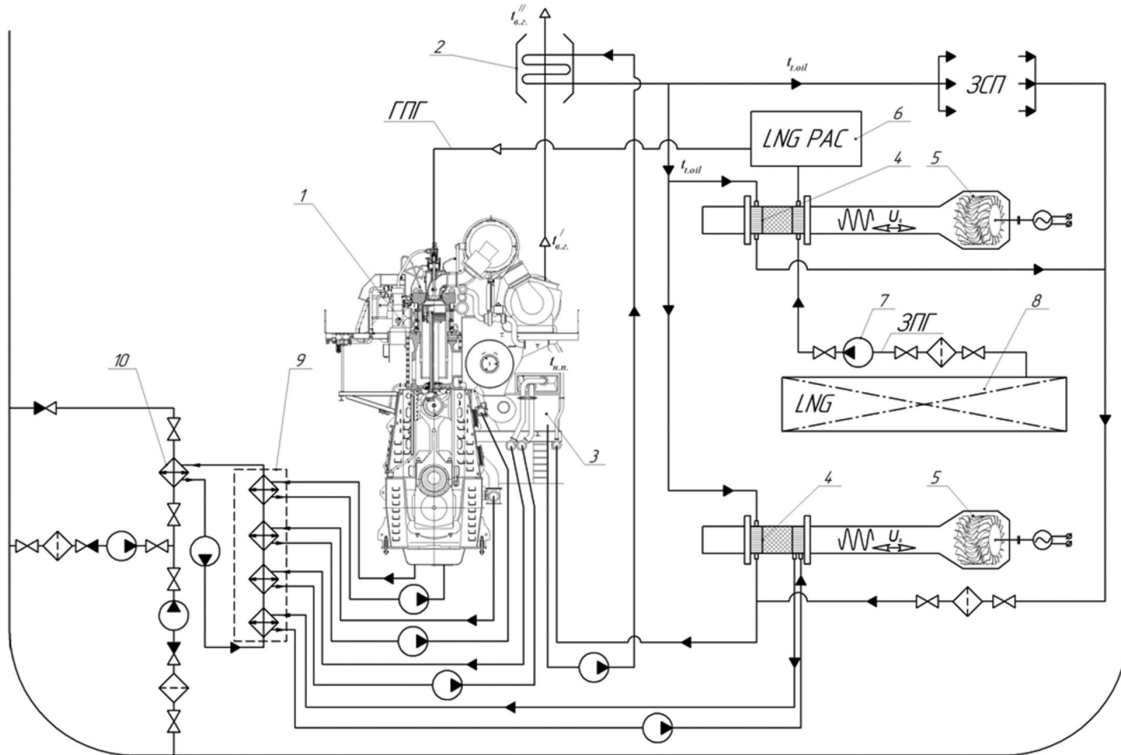


Рис. 6. Принципова схема утилізації ВЕР суднової енергетичної установки з ТАТГ:

1 — МОД; 2 — утилізаційний котел; 3 — охолоджувач наддувного повітря (ОНП); 4 — ТАД; 5 — навантаження (ІДТ); 6 — LNG pack; 7 — насос; 8 — запас LNG-палива; 9 і 10 — охолоджувачі ГД

можна прийняти, що  $\eta_{\text{ІДТ}} = (0,65-0,8)$ , а  $\eta_{\text{ген}} = (0,94 - 0,96)$ . Об'єми теплових викидів та їх температури визначаємо за даними фірми-виробника [22].

Як показано на рис. 7, за рахунок утилізації криогенного потенціалу палива максимальна потужність ТАТГ може сягати 1600 кВт, скидна теплота ОНП додатково дає до 2800 кВт.

У разі використання всього наявного потенціалу скидної теплоти МОД (енергії регазифікації LNG-палива, скидної теплоти ОНП та теплоти відхідних газів) сумарна потужність ТАТГ може сягати 4200...5200 кВт, що складає до 8,3 % при максимальній потужності двигуна.

**ВИСНОВКИ. 1.** Аналіз структури енергетичних потоків сучасних ЕУ та існуючих тенденцій показав наявність значних об'ємів низькотемпературних викидів з температурами нижче 300 °С та нестачу ефективних технологій їх утилізації.

2. Для використання НТ ВЕР, нижчими за 250 °С, запропоновано залучення термоакустичних технологій, розроблена математична модель ЕУ з термоакустичною системою утилізації НТ ВЕР.

3. За допомогою розробленої моделі показано, що термоакустична енергогенеруюча система регазифікації LNG-палива здатна продукувати до 1600 кВт електричної енергії.

4. Сумарна потужність термоакустичної системи утилізації скидної теплоти на експлуатаційних режимах двигуна може сягати від 5 до 8,3 % потужності МОД W12X92DF.

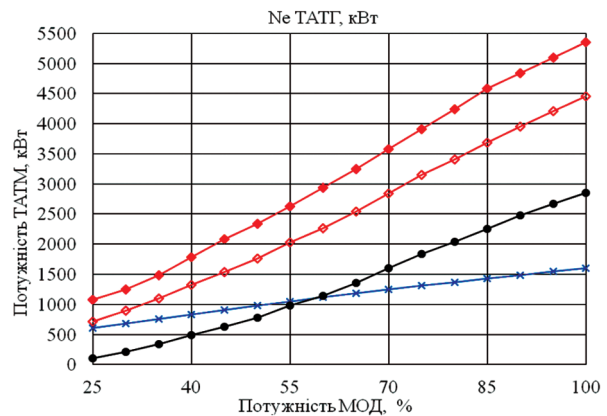


Рис. 7. Потужність ТАТГ залежно від використовуваного джерела енергії:

—×— паливна LNG-система; —●— ОНП МОД; —◇— ОНП МОД

5. Упровадження термоакустичних енергогенеруючих технологій для використання глобальних теплових викидів [1] з температурами 100...299 °С дозволить утилізувати до  $4,2 \cdot 10^{15}$  Дж теплової енергії, що складає від 5 до 10 % від сумарного об'єму.

У разі утилізації викидів з температурою менше 100 °С можна перетворити 1,5...5,0 % від загального об'єму, що в абсолютному відношенні складає до  $7,8 \cdot 10^{15}$  Дж.

## Список літератури

- [1] Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I. K. & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579. ISSN1364-0321. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [2] Thekdi, A., N., & Sachin, U. Thu (2015). Industrial Waste Heat Recovery — Potential Applications. *OSTI.GOV Technical Report*. Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities. United States. DOI: 10.2172/1185778.
- [3] Cullen, J. M., & Allwood, J. M. (2010). Theoretical efficiency limits for energy conversion devices. *Energy*, 35, 2059-2069. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy>.
- [4] Semkov, K., Mooney, E, Connolly, M, & Adley, C. (2014). Efficiency improvement through Waste heat reduction. *Appl Therm Energy*, 70, 716-722. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.030>.
- [5] Singh, D., & Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315-328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>.
- [6] Yun, E., Park, H., Youl, S., & Chun, K. (2015). Dual parallel organic Rankine cycle (ORC) system for high efficiency waste heat recovery in marine application. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29, 2509-2515. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>.
- [7] Kalina, A. I. (1983). Combined cycle and waste heat-recovery power-systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power-generation. *Mech Eng.*, 105(11), 104. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>.
- [8] Yari, M., Mehr, A., Zare, V., Mahmoudi, S. & Rosen, M. (2015). Exergoeconomic comparison of TC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, 1-11. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy> .2015.02.080.
- [9] *Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI* (2011). Tech. rep., MAN Diesel and Turbo. Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>.
- [10] *Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design. Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design index for new ships* (2009). IMO. Retrieved from <https://goo.gl/4Amxuv>.
- [11] Haddad, C., Périllon, C., & Danlos, A. (2014). Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic technology: 14 International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability, TMREES 14. *Energy Procedia*, 50, 1056-1069. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.06.125>.
- [12] Rott, N. (1980). Thermoacoustics. *Adv. Appl. Mech.*, 20 (135), 250-272. [https://doi.org/10.1016/S0065-2156\(08\)70233-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2156(08)70233-3).
- [13] Swift, G. W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. New York: American Institute of Physics Press.
- [14] Ward, B., Clark, J., & Swift, G.W. (2017). *Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion. Version 6.4b2.7*. Users Guide. Retrieved from <https://www.lanl.gov>.
- [15] Bejan, A. (1996). Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. *J. Appl. Phys.*, 79 (3), 1191-1218. DOI: 10.1063/1.362674.
- [16] Kan, X., Wu, F., Chen, L., Sun, F., & Guo, F. (2010). Exergy efficiency optimization of a thermoacoustic engine with a complex heat transfer exponent. *International Journal of Sustainable Energy*, 29(4), 220-232. doi:10.1080/14786461003782716.
- [17] Коробко, В. В. (2013) Исследование процессов теплообмена и гидродинамики в элементах термоакустических двигателей. *Авиационно-космическая техника и технология*, 8 (105), 123-130. ISSN 1727-7337.
- [18] Коробко В., & Московко, О. (2014). Особливості процесу запуску термоакустичних двигунів за умов використання низькотемпературних джерел теплової енергії. *Авиационно-космическая техника и технологии*, 8 (115), 50-54. ISSN 1727-7337.
- [19] Коробко, В., Московко, А., & Тимошенко, Д. (2015). Числове моделювання суднової термоакустичної системи регазифікації LNG палив. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*, 3(11), 69-76. ISSN 2313-4763.
- [20] Коробко, В. В., Московко, О. О., Мостипаненко, Г. Б., & Сербін, С. І. (2017). Дослідження роботи імпульсної двонаправленої турбіни в резонаторі термоакустичного двигуна. *Авиационно-космическая техника и технологии*, 8(143), 19-25. ISSN 2313-4763.
- [21] De Blok, K. (2012). *Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity*. Retrieved from <http://www.aster-hermoacoustics.com>.
- [22] *INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD*. Retrieved from <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df>.

© В. В. Коробко

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін



**Vitaliy  
A. Polishchuk**  
Полищук  
Виталий  
Анатольевич



**Aleksandr  
L. Nikolaiev**  
Николаев  
Александр  
Львович



**Svetlana J. Bodu**  
Боду  
Светлана  
Жаковна



**Victoriia  
S. Biloshapka**  
Билошапка  
Виктория  
Сергеевна

УДК 669.017

## ELEMENTAL BASE DEVELOPMENT OF THERMAL ACTUATORS FOR TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

### РАЗРАБОТКА ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ ТЕРМОСИЛОВЫХ ПРИВОДОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.29

Vitaliy A. Polishchuk

**В. А. Полищук**, канд. техн. наук, доц.  
vitpolishchuk@gmail.com  
ORC ID: 0000-0003-0320-4327

Oleksandr L. Nikolaiev

**А. Л. Николаев**, канд. техн. наук, доц.  
aleks.nikolaiev61@gmail.com  
ORC ID: —

Svetlana J. Bodu

**С. Ж. Боду**, старший преподаватель  
svetlana.baudoux@gmail.com  
ORC ID: 0000-0003-1932-0955

Victoriia S. Biloshapka

**В. С. Билошапка**, магистрант  
belosapkavita257@gmail.com  
ORC ID: —

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The actual task of thermo-force drives designing for technological equipment based on actuators of alloys with shape memory effect is considered. The actuators use in thermomechanical engines and automatic regulation and control means provides significant advantages over traditional drives. These include high reliability, simplicity of design and parameters control, high stiffness of the power characteristics at the same time a wide range of movement speeds, low weight and size parameters. In the article analysis of schemes for implementing the reciprocating motion of small-sized devices actuating element for process equipment, which justifies the choice of schemes in the form of conjugated pairs: a thermosensing element with the effect of shape memory—the return elastic element, was carried out. In this case, the thermal actuator bi-directional action is provided by combining the parts with a unidirectional action or using the reversible shape memory effect. Analysis of the possibilities of thermosensitive elements types using, types of their deformation, effects of thermomechanical memory, phenomena of reversible and irreversible shape memory effect, operation modes of thermosensitive elements is made. The analysis of the thermal actuators applicability depending on the number of work cycles and methods of shape memory effect initiating is given. Regulating method of the generated reactive stresses magnitude by varying the counterbody counteraction stiffness is considered.

**Keywords:** thermal actuator, shape memory effect, execution unit, actuating mechanism, thermosensitive element, movable operating element, technological equipment.

**Анотація.** Розглянуто актуальну задачу проектування термосилових приводів для технологічного обладнання на базі виконавчих елементів зі сплавів з ефектом пам'яті форми, застосування яких в термомеханічних двигунах і засобах автоматичного регулювання та керування забезпечує суттєві переваги в порівнянні з традиційними приводами. До них слід віднести високу надійність, простоту конструкції й управління параметрами, високу жорсткість силової характеристики при одночасно широкому діапазоні швидкостей переміщення, низькі масогабаритні показники. У статті проведено аналіз схем реалізації зворотно-поступального руху виконавчої ланки малогабаритних пристроїв для технологічного обладнання, який обґрунтовує вибір схем у вигляді спряжених пар: термочутливий елемент з ефектом пам'яті форми—зворотний пружний елемент. При цьому двонаправленість дії термосилового приводу забезпечується шляхом комбінації деталей з однонаправленою дією або з використанням оборотного ефекту пам'яті форми. Наведено аналіз можливостей використання видів термочутливих елементів, видів їх деформації, використовуваних ефектів термомеханічної пам'яті, явищ оборотного і необоротного ефекту пам'яті форми, режимів роботи термочутливих елементів, аналіз застосовності термічних силових приводів в

залежності від кількості циклів роботи і способів ініціювання ефекту пам'яті форми. Розглянуто спосіб регулювання величини генерованих реактивних напружень шляхом варіювання жорсткості протидії контртіла.

**Ключові слова:** термосиловий привід; ефект пам'яті форми; виконавчий пристрій; виконавчий механізм; термочутливий елемент; робочий орган; технологічне обладнання.

**Аннотація.** Рассмотрена актуальная задача проектирования термосиловых приводов для технологического оборудования на базе исполнительных элементов из сплавов с эффектом памяти формы, применение которых в термомеханических двигателях и средствах автоматического регулирования и управления обеспечивает существенные преимущества по сравнению с традиционными приводами. К ним следует отнести высокую надежность, простоту конструкции и управления параметрами, высокую жесткость силовой характеристики при одновременно широком диапазоне скоростей перемещения, низкие массогабаритные показатели. В статье проведен анализ схем реализации возвратно-поступательного движения исполнительного звена малогабаритных устройств для технологического оборудования, обосновывающий выбор схем в виде сопряженных пар: термочувствительный элемент с эффектом памяти формы–возвратный упругий элемент. При этом двунаправленность действия термического силового привода обеспечивается путем комбинации деталей с однонаправленным действием или с использованием обратимого эффекта памяти формы. Приведен анализ возможностей использования видов термочувствительных элементов, видов их деформации, используемых эффектов термомеханической памяти, явлений обратимого и необратимого эффекта памяти формы, режимов работы термочувствительных элементов, анализ применимости термических силовых приводов в зависимости от количества циклов работы и способов иницирования эффекта памяти формы. Рассмотрен способ регулирования величины генерируемых реактивных напряжений путем варьирования жесткости противодействия контртела.

**Ключевые слова:** термический силовой привод; эффект памяти формы; исполнительное устройство; исполнительный механизм; термочувствительный элемент; рабочий орган; технологическое оборудование.

## References

- [1] Anisimov V. B., Vysotskaya K. E., Morozovich A. A. Proektirovanie termosilovikh privodov na baze funktsionalnykh materialov dlya maslyanykh sistem tekhnologicheskogo oborudovaniya [Design of thermal-force drives based on functional materials for oil systems of process equipment]. Materials of the V International Scientific and Technical Conference «Actual Problems of Engineering Mechanics and Technology of Mechanical Engineering». Mykolaiv: NUK, 2018. pp. 61–62.
- [2] Nikolaev A. L., Polishchuk V. A., Dzhurbyna O. D. Issledovanie i razrabotka adaptivnogo drosselya gidravlicheskoy sistemy vysokotochnykh stankov s dlitelnyim tekhnologicheskim tsiklom [Research and development of an adaptive throttle of the hydraulic system of high-precision machine tools with a long technological cycle]. Bull. NUK of admiral Makarov. Mykolaiv: NUK, 2011. Issue № 2.
- [3] Nikitenko R. V., Krizhanovskiy T. V., Lovgenyuk V. D. Proektirovanie termomekhanicheskikh privodov osnastki metallorezhushchego oborudovaniya [Design of thermomechanical drives of metal-cutting equipment]. Sudnova enerhetyka: stan ta problemy — Ship engineer: state and problems. Materialy VIII mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii studentiv, aspirantiv, naukovtsiv ta fakhivtsiv. Mykolaiv: NUK, 2017. pp. 341–344.
- [4] Ootsuka K., Simidzu K., Sudzuki Yu. Splavy s efektom pamyati formy [Shape Memory Alloys]. M.: Metallurgiya, 1990. 224 p.
- [5] Vyakhkhi, I. E. Dvizhiteli na materialakh s efektom pamyati formy [Movers on materials with shape memory effect]. Innovatsii. 1999, Issue № 9–10, pp. 97–99.
- [6] Gvozdeva O. Kollerov M., Gusev D., Gurtovaya G., Ruchina N. Funktsionalnye materialy s efektom pamyati formy. Uchebnoe posobie [Functional materials with shape memory effect]. INFRA-M, 2016. 140 p.
- [7] Soloviov S. M., Nikolaiev O. L., Polishchuk V. A. Modeliuvannia dynamiky adaptivnykh deformatsiino-sylovykh elementiv i pryvodiv na osnovi materialiv z efektom pamiaty formy [Modeling of dynamics of adaptive deformation-force elements and drives on the basis of materials with shape memory effect] / Mashynoznavstvo. Lviv, 2004. Issue № 10.
- [8] Khusainov M. A., Malukhina O. A., Andreev V. A. Fazovyie perekhody v splavakh nikelida titana s efektom pamyati formy [Phase transitions in alloys of nickel-titanium with shape memory effect]. Bull. NovGU. Ser.: Physics and Mathematics. 2015. Issue № 3(86). pp. 81–84.
- [9] Malukhina O. A., Filippov D. A. Rabotosposobnost sfericheskikh segmentov iz splavov s efektom pamyati formy pri termomekhanicheskom tsiklirovanii cherez interval martensitnykh prevrashcheniy [Efficiency of spherical segments from alloys with shape memory effect during thermomechanical cycling through the interval

- of martensitic transformations]. International Research Journal, № 07 (61), 2017. Issue 3. Yekaterinburg, 2017, pp. 48–53.
- [10] Patent Ukrainy (na korysnu model) № 101418. Rehuliator temperatury [Temperature controller]/ Pylypchak V. I., Polishchuk V. A., Pylypchak V. V. Bul. № 17, 10.09.2015.
- [11] Polishchuk V. A., Nikolaev A. L., Zadorozhnaya T. P. Determination of Spring Elements Characteristics Using Shape Memory Effect During Thermomechanical Impact [Text]. Scientific Bull. NUK of admiral Makarov. Mykolaiv: NUK, 2016. Issue № 1. pp. 26–29.
- [12] Andreev V. A., Evard M. E., Bondarev A. B., Khusainov M. A. Povrezhdaemost i razrushenie splavov TiNi, proyavlyayushchikh psevdouprugost [Damage and destruction of TiNi alloys exhibiting pseudoelasticity]. Bull. Novgorod State University. Technical science. Velikiy Novgorod : 2006. Issue № 44. pp. 4–8.
- [13] Michutta, J. Elementary martensitic transformation processes in Ni-rich NiTi single crystals with Ni<sub>4</sub>Ti<sub>3</sub> precipitates / J. Michutta, Ch. Somsen, A. Yawny, et al. // ActaMaterialia. 2006. V.54. Issue 13. pp. 3525–3542.
- [14] Andronov I. N. Demina M. Yu., Polugrudova L. S. Pruzhina iz nikelida titana kak ispolnitelnyy mekhanizm biotekhnologicheskikh sistem [Titanium nickelide spring as an actuator for biotechnological systems]. Aktual biotekhnologiya. Voronezh. Issue № 3(10). 2014. pp. 48–49.
- [15] Shishkin S. V. Makhutov N. A. Raschet i proektirovanie silovykh konstruksiy na splavakh s efektom pamyati formy [Calculation and design of power structures on alloys with shape memory effect]. Izhevsk: Research Center «Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika» – «Regular and chaotic dynamics», 2007. 412 p.
- [16] Kritchenko V. V., Armashov V. P., Beus A. V., Zaikin M. V. Udoskonalennia modelei dynamiki adaptivno kerovanykh elementiv i pryvodiv na osnovi funktsionalnykh materialiv [Improvement of dynamic models of adaptively controlled elements and drives based on functional materials]. Materials of the V International Scientific and Technical Conference “Actual Problems of Engineering Mechanics and Technology of Mechanical Engineering”. Mykolaiv : NUK, 2018. pp. 59–60.
- [17] Andronov I. N. Bogdanov N. P., Ulyasheva L. A. Analiticheskaya model upravleniya fazoy martensita pod nagruzkoj [Analytical model of controlling the phase of martensite under load] Applied mechanics and technical physics. Ukhta State Technical University. Ukhta : 2009. Vol. 50, № 4. pp. 196–200.
- [18] Letenkov O. V. Filippov D. A. Raschet sistemy privoda: pruzhina iz materiala s efektom pamyati formy — kontrpruzhina [Drive system design: spring made of material with shape memory effect — counter spring] International Science Research Journal, Issue № 11 (53), 2016. Part 4. Yekaterinburg, 2016. pp. 77–81.

**Постановка проблемы.** Важной задачей автоматизации технологических процессов и производств является создание адаптивно управляемых элементов и приводов [1, 2, 3]. В связи с этим заслуживает внимания использование в качестве деформационно-силовых элементов новых функциональных материалов с эффектом памяти формы (ЭПФ) [4, 5, 6], применение которых значительно упрощает систему управления при одновременном расширении возможностей регулирования [2, 7], конструкцию исполнительного механизма за счет объединения в одном элементе термочувствительных и деформационно-силовых функций [8, 9], а также расширяет технологические возможности и уменьшает массогабаритные показатели технических средств [2, 5, 10].

Однако точное проектирование исполнительных термочувствительных элементов (ТЧЭ) с ЭПФ с заданными свойствами затруднено, поскольку кривые напряжение-деформация сплавов с ЭПФ являются нелинейными, модуль сдвига  $G$  и постоянная упругости не являются константами и, следовательно, общая методика проектирования термосиловых элементов в этом случае неприменима [11, 12]. Кроме того, кривая напряжение-деформация изменяется в зависимости от термической или деформационной преды-

стории, нет достаточно полных данных относительно свойств при кручении и сложном деформационном воздействии [13, 14].

**Анализ последних исследований и публикаций.** При выборе сплавов с ЭПФ, удовлетворяющих требованиям практической эксплуатации в приводах технологического оборудования, их оценивают по следующим основным параметрам памяти: а) величине обратимой деформации; б) степени восстановления исходной формы; в) напряжению, генерируемому при нагреве; г) напряжению, необходимому для предварительной деформации [5, 6, 15].

Всегда желательно, чтобы первые три характеристики были максимально большими, а четвертая – минимальной. Для решения конкретных технических задач требуются сплавы с определенными температурами проявления эффекта, шириной температурного интервала восстановления формы, величиной гистерезиса между прямым и обратным превращениями. Поэтому возможность управления этими параметрами в широких пределах является также исключительно важной характеристикой материала, которая определяет масштабы его применения. Для конкурентной способности сплава в технических системах не менее важными являются его техноло-



гические и экономические показатели: прочность, пластичность, удельный вес, стойкость к коррозии, технологичность в изготовлении и т.д., и наконец, себестоимость [4, 9].

Из известных сплавов с ЭПФ лучше всех указанному комплексу свойств соответствуют сплавы на основе трех базовых систем: CuZn ( $\beta$ -латунь), CuAl (алюминиевая бронза) и TiNi (никелид титана) [4, 6, 15]. В табл. 1. сравниваются свойства сплавов наиболее перспективных для практического применения групп. В общем можно отметить, что сплавы TiNi имеют лучшие свойства с точки зрения практического применения и являются лучшей основой для разработки и создания изделий различного функционального назначения для технологических систем, однако сплавы на основе Cu имеют экономические преимущества. Поэтому там, где требуется высокая надежность при большом числе циклов работы, например для регуляторов и приводов, следует применять сплавы TiNi. Наоборот, в таких областях, где указанные свойства не требуются, а число циклов ограничено, как в температурных предохранителях или устройств безопасности, действующих только в аварийных ситуациях, можно применять сплавы на основе Cu (в основном CuZnAl и CuAlNi), учитывая их более низкую стоимость.

Существующие в настоящее время модели и методы по оценке деформационно-силовых характеристик [7, 11, 16, 17] не охватывают весь спектр вопросов, связанных с проектированием термосиловых приводов (ТСП). Поэтому создание научно обоснованной элементной базы термосиловых приводов, учитывающей последние исследования материалов с ЭПФ и факторов, влияющих на их свойства, будет способствовать более широкому использованию ТСП на базе ТЧЭ с ЭПФ и решению конструкторско-технологических вопросов, связанных с данным типом приводов для малогабаритных исполнительных механизмов технологических систем.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ** — разработка элементной базы термосиловых приводов и требований к ним, которые коррелируют с условиями эксплуатации оборудования и оснастки технологических систем.

**Основной материал.** Для выбора схемы построения ТСП рассмотрим их параметры, приводящие к изменению начального положения или состояния выходного звена, и термомеханические характеристики сплава с ЭПФ, которые должны быть определены с учетом вида движения, конструкции механизма, его геометрических, силовых и других параметров. При этом, большинство учитываемых факторов определя-

Таблица 1. Сравнение свойств сплавов с ЭПФ на основе TiNi, CuAl и CuZn

Сплав с ЭПФ		TiNi-X (где X = Cu, Fe, Co, Al, Pd, Pt, Au)	Сплавы на основе CuAl (CuAlNi, CuAlFe, CuAlMn)	Сплавы на основе CuZn (CuZnAl, CuZnSn, CuZnSi)
Характеристики	Силовые: 1. Напряжения восстановления формы, МПа 2. Максимальная удельная мощность, Вт/кг 3. Работоспособность, Дж/см <sup>3</sup>	400...700  до 16000 (при частоте 10 Гц) до 10 за цикл	250...440  — ~ 4 за цикл	200...250  — ~ 3 за цикл
	Деформационные: 1. Величина возврата деформации, % 2. Обратимая деформация, % 3. Пластичность	8...10  2...4 высокая	2...3  — низкая	4  0,5...2 довольно высокая
	Температурные: 1. Термическая стабильность 2. Интервал проявления ЭПФ, °C 3. Гистерезис превращения, °C 4. Интервал формовосстановления, °C	высокая (до 1200°C) -200...+500 2...65 5...40	низкая (до 150°C) -150...+100 6...80 5...90	низкая (до 200°C) -200...+100 10...70 5...120
	Цикловая долговечность при $\epsilon = 0,02$ при $\epsilon = 0,005$	  10 <sup>5</sup> 10 <sup>7</sup>	проблемы интеркристаллитного разрушения  10 10 <sup>3</sup>	  10 <sup>2</sup> 10 <sup>5</sup>
	Коррозионная стойкость	высокая химическая стойкость	низкая химическая стойкость	существуют проблемы, особенно в отношении коррозионной стойкости под напряжением
	Обрабатываемость давлением	хорошая	довольно плохая	довольно плохая
	Обработка с целью получения ЭПФ	сравнительно простая	довольно трудная	довольно трудная
	Себестоимость	высокая	довольно низкая	довольно низкая

ется функциональным назначением ТСП в технологической системе: величины развиваемых усилий и перемещений, прочность при циклическом нагружении, количество циклов срабатывания, технологичность, удобство конструкторской компоновки, способ инициирования срабатывания и т.п.

1. *Вид термочувствительного элемента.* Геометрические размеры ТЧЭ оказывают существенное влияние на реализацию эффектов памяти. Это обусловлено неоднородностью деформации по объему материала и неодновременностью фазовых превращений в объемах, расположенных на разном расстоянии от поверхности теплообмена, которая определяется градиентом температур по сечению при нагреве и охлаждении. Поэтому ТЧЭ должны иметь минимально возможное поперечное сечение при максимально возможной площади внешней поверхности, что особенно важно для обеспечения быстродействия и циклической стойкости. В противном случае нестационарность процессов, происходящих в материале ТЧЭ, вызывает накопление необратимых кристаллографических изменений (остаточные напряжения, инициирование необратимых источников деформации и т.д.), что приводит к ухудшению характеристик ЭПФ. В связи с этим наиболее доступными для применения и простыми при прогнозировании показателей являются элементы, выполненные из проволоки или пластин небольшого поперечного сечения.

2. *Вид деформации ТЧЭ.* По виду деформации, реализуемой при восстановлении формы ТЧЭ, ТСП разделяются на конструкции с рабочими элементами сжатия, растяжения, кручения, изгиба и сложного нагружения. Деформация растяжения-сжатия инициирует наибольшие реактивные напряжения при реализации ЭПФ, однако требует относительно высоких напряжений наведения. При деформации изгиба, наоборот, ТЧЭ характеризуется большими перемещениями, но малыми развиваемыми усилиями. Отметим перспективность применения элементов с ЭПФ, реализующих деформацию кручения. При этом достигается достаточно высокий уровень реактивных напряжений и обратимых деформаций. Для осуществления прямолинейного возвратно-поступательного перемещения элементы, работающие на кручение, можно изготавливать в виде пружин сжатия-растяжения различных типов.

3. *Вид используемого эффекта термомеханической памяти.* В большинстве случаев в элементах ТСП при нагреве реализуется ЭПФ (рабочий ход), а при охлаждении – эффект пластичности превращения (холостой ход). С точки зрения повышения к.п.д. привода целесообразно (даже частичное) использование обратимого ЭПФ. При этом будет наблюдаться значительное снижение напряжений наведения и, соответственно, отрицательной работы цикла, вследствие полной или частичной самодеформации ТЧЭ в процессе охлаждения.

4. *Направление действия ТЧЭ.* Явление ЭПФ является необратимым и однонаправленным. Однонаправленные ТЧЭ находят применение в устройствах,

где число рабочих циклов ограничено одним (либо возврат в исходное положение после рабочего хода осуществляется вручную).

Для обеспечения характеристик двунаправленного действия, т.е. обратимости изменения формы при термоциклировании элемента применяется специальная обработка сплавов с использованием свойств самого сплава или, используя однонаправленный сплав, обеспечивают двунаправленность действия устройств путем установки контртела. Такие приводы можно классифицировать по используемому контрвоздействию: гравитационные, пружинные, дифференциальные, с контрвоздействием среды.

5. *Режим работы.* Необходимо различать три основных режима работы ТЧЭ в составе привода: 1) режим фиксированных усилий, при котором напряжения остаются постоянными на этапах охлаждения ( $\sigma_n$ ) и нагрева ( $\sigma_c$ ), хотя  $\sigma_n \neq \sigma_c$ ; 2) режим заданных деформаций – накладываются ограничения на предельные значения деформации материала, а напряжения, создаваемые в рабочем элементе, не лимитируются; 3) свободный деформационно-силовой режим.

6. *По количеству циклов работы ТСП* можно разделить на приводы однократного действия (температурные предохранители, устройства безопасности, действующие только в аварийных ситуациях) и циклического действия (исполнительные механизмы, переключатели, тепловые двигатели и т.п.). Приводы однократного действия после срабатывания заменяются новыми, или приводятся в рабочее состояние в ручном режиме.

7. *Способ инициирования ЭПФ.* Рабочий ход ТЧЭ привода обеспечивается любыми способами нагрева (в интервале температур обратного фазового превращения), реализация которых зависит от вида и геометрических параметров механизма, вида оборудования, способа закрепления, условий сопряжения с соседними элементами и т.д. Нагрев может осуществляться непосредственным пропусканием тока через рабочий элемент, либо косвенным способом: нагрев горячей средой, высокочастотный индукционный нагрев, инфракрасное и лазерное излучения.

8. *Жесткость противодействия.* Величина и кинетика развития реактивных напряжений, генерируемых при реализации ЭПФ, в значительной степени определяются жесткостью  $K$  системы. При  $K = 0$  формовосстановление в свободном от напряжений состоянии приводит к полному или частичному возврату заданной деформации и напряжения не возникают. Напротив, при абсолютно жестком противодействии, когда  $K \rightarrow \infty$ , восстановление формы запрещено и в материале генерируются максимальные усилия, величина которых определяется степенью предварительной деформации  $\epsilon_n$  и механическими свойствами материала.

В общем случае при постоянных значениях  $\epsilon_n$  максимальные реактивные напряжения  $\sigma_p^{\max}$  возрастают при увеличении жесткости противодействия  $K$  (однако при этом снижается восстанавливаемая деформация памяти формы  $\epsilon_n$ ).

Оценка характера развития реактивных напряжений [11, 18] для различных вариантов этого процесса позволяет заключить, что максимальная полезная работа достигается при максимальной жесткости противодействия на начальной стадии процесса (необходимо достичь максимально допустимых напряжений, но не выше предела текучести  $\sigma_T$  исходной фазы), и минимальной жесткости противодействия на основной стадии процесса формовосстановления при максимально допустимом напряжении.

Исследования работоспособности ТЧЭ [9, 14, 15] показывают, что наиболее силовыми являются линейные и полукольцевые элементы. Преимущество линейных элементов заключается в простоте исполнения и удачном объединении наибольших развиваемых усилий с малой тепловой инерционностью при использовании набора элементов с диаметром 0,1...1,0 мм. К недостаткам необходимо отнести малый рабочий ход, определяемый величиной исходной деформации (составляет 6...8 % длины элемента). В свою очередь полукольцевые элементы, при несколько меньших величинах генерируемых усилий, имеют значительно большие значения перемещений (табл. 2).

При использовании в качестве ТЧЭ линейных образцов (провода, стержень) если восстанавливаемой деформации недостаточно для обеспечения требуемого рабочего хода, необходимо посредством применения соответствующей кинематической схемы увеличить величину перемещения выходного звена. Затем на основе анализа кинематики определить взаимосвязь усилий и перемещений в выходном звене и ТЧЭ. При построении диаграммы рабочего цикла эта взаимосвязь учитывается коэффициентами редукции перемещений и усилий.

Однако усложнение кинематической схемы зачастую не выгодно с точки зрения простоты конструкции, управления, надежности. В связи с этим для

увеличения рабочего хода исполнительные элементы ТСП целесообразно изготавливать в виде спиралей с ЭПФ (такой элемент имеет сочетание изгибной деформации и кручения). Это позволяет также варьировать величины усилия и рабочего хода в достаточно широких пределах.

При использовании пружинных ТЧЭ растяжения-сжатия появляется возможность получить такой же рабочий ход, как и в электромагнитных соленоидах, гидравлических и пневматических цилиндрах при значительном упрощении конструкции устройства в целом. Применение сплавов с ЭПФ для изготовления витых пружин существенно расширит области использования данных конструктивных элементов, позволит предложить новые решения ряда задач благодаря переходу от «пассивной» аккумуляции упругой энергии к «активному» превращению тепловой энергии в механическую, или комбинированию этих свойств в пружинных ТЧЭ.

Положительными качествами ТЧЭ пружинного типа являются простота крепления, возможность компоновки в цилиндрических корпусах, большие значения перемещений, небольшая величина напряжений наведения при сравнительно высоком уровне реактивных напряжений (что позволяет использовать в качестве контртел возвратные пружины небольшой жесткости), простота регулировки указанных параметров и температурного интервала срабатывания, высокая циклическая стойкость. Это дает возможность рекомендовать пружинные элементы при разработке различных регулирующих устройств, малогабаритной арматуры, приводов циклического действия для различных устройств, применяемых в технологических системах [1, 3, 5, 10, 14, 18].

Для сочленения ТСП с регулирующими органами различных устройств технологических систем зачастую необходимо применение механических связей, расчет которых сводится к обеспечению соответствия:

Таблица 2. Сравнение деформационно-силовых характеристик исполнительных элементов с ЭПФ

Тип силового элемента	Характеристики элементов						Силовые параметры		
	Длина, мм		Диаметр проволоки $d$ , мм	Радиус изгиба $R$ , мм	Количество витков, $n$	Шаг $t$ , мм	Полезный ход $\Delta l$ , мм	Начальное усилие поджатия $N_0$ , Н	Максимальное усилие $N_{max}$ , Н
	$l_{min}$	$l_{max}$							
Линейный	100	102	0,5	-	-	-	1,6	80	120
		108					8,0	400	600
	100	102	2,0	-	-	-	1,6	1200	1800
		108					8,0	6000	9000
Полукольцевой	100	115	0,5	2,75	2	3,5	10,0	40	120
	100	160	2,0	7,0	2	14	40,0	600	1800
Пружинный	6,5	30,1	0,5	3,0	10	3	5,0	10	35
	26,4	60,8	2,0	3,1	12	5	23,0	13	108
	27,6	73,1	2,0	3,15	12	6	34,0	17,5	113
	28,1	85,5	2,0	3,15	12	7	43,0	26	126
	28,9	96,6	2,0	3,15	12	8	50,0	31	140
	6	15	2,0	7,0	3	5	2,0	23	70
	12	30	4,0	13,0	3	10	12,0	150	300

1) статической характеристики кинематической передачи;

2) перестановочного усилия ТСП требуемому усилию (моменту) рабочего органа (РО);

3) полных ходов выходного элемента ТСП и РО.

Расчет механических связей для сочленения ТСП с РО заключается в определении передаточного отношения кинематических цепей и их моментов в соответствии с перестановочными усилиями механизмов и требуемыми усилиями для перемещения РО. В общем случае этот расчет сводится к нахождению следующих равенств:

$$N_{пу} = N_{ро} \frac{S_{ро}}{S_{им}} \text{ или } N_{пу} = N_{ро} K_{кц},$$

где  $N_{пу}$  — перестановочное усилие ТСП;  $N_{ро}$  — усилие, необходимое для перемещения РО;  $S_{ро}$  — ход РО;  $S_{им}$  — ход выходного элемента ТСП;  $K_{кц}$  — передаточное отношение кинематической передачи.

Однако при практических решениях для обеспечения работоспособности всего ИУ принимают, что перестановочный момент ТСП больше момента рабочего органа не менее чем на 10...15%, тогда

$$N_{пу} = (N_{ро} + 0,1N_{пу})K_{кц}.$$

Исходными данными для таких расчетов являются:

1. Величина перестановочного усилия на выходном элементе ТСП (определяется на основании силового расчета ТСП).

2. Величина усилия, требуемого для перемещения РО (для стандартных РО определяется по справочной литературе, для специальных — на основании предварительных расчетов).

3. Значения коэффициентов передачи для исполнительного устройства и механической связи.

4. Требования к механической связи в отношении линеаризации характеристики регулирующего органа.

5. Точные координаты предполагаемой установки РО и возможные варианты размещения ТСП с учетом эксплуатационных требований по обслуживанию.

6. Дополнительные требования, касающиеся конструкции кинематической связи (например, наличие узлов настройки для изменения передаточного отношения).

**Обсуждение полученных результатов.** 1. Анализ схем реализации возвратно-поступательного движения исполнительного звена малогабаритных устройств для технологического оборудования, позволяет остановить выбор на простейших схемах в

виде сопряженных пар: ТЧЭ с ЭПФ и возвратный элемент из традиционного материала (пружина постоянной жесткости). При этом двунаправленность действия ТСП обеспечивается путем комбинации деталей с однонаправленным действием (метод смещения), когда деформация ТЧЭ осуществляется с помощью соответствующей внешней силы смещения при его охлаждении.

2. Двунаправленность действия целесообразно обеспечивать также, используя обратимый ЭПФ, что приведет к уменьшению размеров элементов ТСП, упростит конструкцию, повысит к.п.д. привода.

3. В связи с фактором жесткости противодействия необходимо учитывать влияние зазора между ТЧЭ и контртелом (или другими сопряженными деталями) на величину развиваемых усилий. Поскольку при наличии зазора (свободного хода) восстановление формы элемента частично происходит при  $K = 0$ , то на генерирование реактивных напряжений идет меньшая доля энергии процесса. При этом  $\sigma_p^{\max}$  будет пропорционально доле деформации наведения  $\epsilon_n$ , участвующей в процессе возврата с момента контакта ТЧЭ с контртелом или РО (после выбора зазора). Таким образом варьирование жесткости позволяет в необходимой степени регулировать величину  $\sigma_p$ , что важно с практической точки зрения.

**ВЫВОДЫ.** Проведен анализ схем реализации возвратно-поступательного движения исполнительного звена малогабаритных устройств для технологического оборудования, обосновывающий выбор схем в виде сопряженных пар: термочувствительный элемент с эффектом памяти формы — возвратный упругий элемент. При этом двунаправленность действия термического силового привода обеспечивается путем комбинации деталей с однонаправленным действием или с использованием обратимого эффекта памяти формы. Приведены анализ возможностей использования и рекомендации по применению видов термочувствительных элементов, видов деформации ТЧЭ, используемых эффектов термомеханической памяти, явлений обратимого и необратимого эффекта памяти формы, режимов работы ТЧЭ, анализ применимости термических силовых приводов в зависимости от количества циклов работы и способов инициирования эффекта памяти формы для термосиловых приводов технологического оборудования. Рассмотрен способ регулирования величины генерируемых реактивных напряжений путем варьирования жесткости противодействия контртела.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Анисимов, В. Б. Проектирование термосиловых приводов на базе функциональных материалов для масляных систем технологического оборудования / В. Б. Анисимов, К. Е. Высоцкая, А. А. Морозович / Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування». Миколаїв: НУК, 2018. С. 61–62.
- [2] Николаев, А. Л. Исследование и разработка адаптивного дросселя гидравлической системы высокоточных станков с длительным технологическим циклом [Текст] / О. Л. Николаев, В. А. Полішук, О. Д. Джурбина / Зб. наук. пр. НУК. Миколаїв: НУК, 2011. № 2.

- [3] **Никитенко, Р. В.** Проектирование термомеханических приводов оснастки металлорежущего оборудования / Р. В. Никитенко, Т. В. Крижановский, В. Д. Ловгенюк / Суднова энергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2017. С. 341–344.
- [4] **Ооцука, К.** Сплавы с эффектом памяти формы [Текст] / К. Ооцука, К. Симидзу, Ю. Судзуки // Под ред. Х. Фунакубо. М.: Металлургия, 1990. 224 с.
- [5] **Вяххи, И. Э.** Двигатели на материалах с эффектом памяти формы [Текст] / И. Э. Вяххи / Инновации. 1999, № 9–10, С. 97–99.
- [6] **Гвоздева, О.** Функциональные материалы с эффектом памяти формы. Учебное пособие [Текст] / О. Гвоздева, М. Коллеров, Д. Гусев, Г. Гуртовая, Н. Ручина / ИНФРА-М, 2016. 140 с.
- [7] **Соловійов, С. М.** Моделювання динаміки адаптивних деформаційно-силових елементів і приводів на основі матеріалів з ефектом пам'яті форми [Текст] / С. М. Соловійов, О. Л. Ніколаєв, В. А. Поліщук / Машинознавство. Львів, 2004. № 10.
- [8] **Хусаинов, М. А.** Фазовые переходы в сплавах никелида титана с эффектом памяти формы [Текст] / М. А. Хусаинов, О. А. Малухина, В. А. Андреев // Вестник НовГУ. Сер.: Физико-математические науки. 2015. № 3(86). С. 81–84.
- [9] **Малухина, О.А.** Работоспособность сферических сегментов из сплавов с эффектом памяти формы при термомеханическом циклировании через интервал мартенситных превращений [Текст] / О. А. Малухина, Д. А. Филиппов / Международный Научно-Исследовательский Журнал, № 07 (61), 2017. Часть 3. Екатеринбург, 2017, С. 48–53.
- [10] **Патент України** (на корисну модель) № 101418. Регулятор температуры / Пилипчак В. І., Поліщук В. А., Пилипчак В. В. Бюл. № 17, 10.09.2015 р.
- [11] **Polishchuk, V. A.** Determination of Spring Elements Characteristics Using Shape Memory Effect During Thermomechanical Impact [Text] / V. A. Polishchuk, A. L. Nikolaev, T. P. Zadorozhnaya / Збірник наук. праць НУК. Миколаїв: НУК, 2016. № 1. С. 26–29.
- [12] **Андреев, В. А.** Повреждаемость и разрушение сплавов TiNi, проявляющих псевдоупругость / В. А. Андреев, М. Е. Эвард, А. Б. Бондарев, М. А. Хусаинов / Вестник Новгородского государственного университета. Технические науки. Великий Новгород : 2006. № 44. С. 4–8.
- [13] **Michutta, J.** Elementary martensitic transformation processes in Ni-rich NiTi single crystals with Ni<sub>4</sub>Ti<sub>3</sub> precipitates / J. Michutta, Ch. Somsen, A. Yawny, et al. // ActaMaterialia. 2006. V. 54. Issue 13. pp. 3525–3542.
- [14] **Андронов, И. Н.** Пружина из никелида титана как исполнительный механизм биотехнологических систем [Текст] / И. Н. Андронов, М. Ю. Демина, Л. С. Полугрудова / Актуальная биотехнология. Воронеж. № 3(10). 2014. С. 48–49.
- [15] **Шишкин, С. В.** Расчёт и проектирование силовых конструкций на сплавах с эффектом памяти формы [Текст] / С. В. Шишкин, Н. А. Махутов / Ижевск: Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2007. 412 с.
- [16] **Крітченко, В. В.** Удосконалення моделей динаміки адаптивно керованих елементів і приводів на основі функціональних матеріалів / В. В. Крітченко, В. П. Армашов, А. В. Беус, М. В. Зайкін / Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування». Миколаїв : НУК, 2018. С. 59–60.
- [17] **Андронов, И. Н.** Аналитическая модель управления фазой мартенсита под нагрузкой [Текст] / И. Н. Андронов, Н. П. Богданов, Л. А. Уляшева / Прикладная механика и техническая физика. Ухтинский государственный технический университет. Ухта : 2009. Т. 50, № 4. С. 196–200.
- [18] **Летенков, О. В.** Расчет системы привода: пружина из материала с эффектом памяти формы — контрпружина [Текст] / О. В. Летенков, Д. А. Филиппов / Международный Научно-Исследовательский Журнал, № 11 (53), 2016. Часть 4. Екатеринбург, 2016. С. 77–81.

© В. А. Поліщук, О. Л. Ніколаєв, С. Ж. Боду, В. С. Білошапка

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. *Б. Г. Тимошевський*

УДК 338.1:656.615

**IMPROVING THE EFFICIENCY OF TRANSPORT  
COMPLEXES UNDER CONDITIONS  
FOR THE DESTRUCTION OF CARGO  
AND PASSENGER FLOWS****ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ  
В УСЛОВИЯХ ДЕРЕГУЛЯЦИИ ГРУЗОВЫХ И ПАССАЖИРСКИХ ПОТОКОВ**

DOI 10.15589/SMI. 2018.02.30

Sergii G. Zinchenko

С. Г. Зинченко, канд. экон. наук  
fantomac99@gmail.com  
ORC ID: —*Mariupol institute of Interregional Academy of Personnel Management, Mariupol*  
*Мариупольский институт Межрегиональной академии управления персоналом, г.*  
*Мариуполь*

**Abstract.** The article analyzes the existing approaches to the strategic development of Ukraine's maritime transport, including the infrastructure of seaports under conditions of deregulation of their work. The formation of the necessary conditions for a balanced, rational development and deployment of the transport infrastructure, the elimination of the existing imbalances between it and other sectors of the economy require the development of its strategy for the medium and long-term time horizons. The implementation of the development strategy and location of the transport infrastructure in order to solve the problem of complete, timely, uninterrupted and high-quality satisfaction of the rapidly growing demand of consumers of services with possible minimum costs will require its priority, advanced and accelerated formation in relation to the economy as a whole and its individual sectors. Ports are the most important points of transshipment of cargo to sea transport from adjacent regions and the country as a whole. The peculiarity of the work of the transport and technological complex of the seaport in modern technical, economic and political conditions is that it works mainly in view of the increased deregulation according to the nomenclature and the number of transported goods. The peculiarities of the work of seaports of Ukraine in the conditions of deregulation are studied using the example of the Mariupol port of the Eastern region of Ukraine for transportation of various types of cargo. A graphic model demonstrating the changes in the main port performance parameters was constructed depending on the influence of various conditions and factors. The complexity of the work of seaports lies in a certain "unpredictability" of the nomenclature and volume of logistic flows of goods and the requirements of consumers, not fully dependent on the specialization and areas of work of the ports. In the study of this problem, the zones of deregulation of the volumes of cargo flows passing through the seaports of Ukraine were determined, the influence of deregulating factors on their competitiveness was described. The method of mathematical analysis determines the limits of deregulation of the transport and technological complex on the example of the Mariupol sea port, depending on different performance indicators, directions and range of cargo traffic according to long-term, more than 12 years, observations. The area of change in the limits of the deregulation of cargo flows has been determined, which makes it possible to adjust infrastructure costs accordingly and increase the competitiveness of the seaport.

**Keywords:** seaport; transport and technological complex; deregulation; cargo; factor; field of tolerance.

**Анотація.** Здійснено аналіз існуючих підходів до стратегічного розвитку морського транспорту України, в тому числі транспортно-технологічного комплексу морського порту в умовах дерегуляції потоків вантажів. Досліджені особливості роботи морських портів України в умовах дерегуляції на прикладі Маріупольського порту Східного регіону України при перевезеннях різних видів вантажів. Побудовано графічну модель, що демонструє зміни основних показників роботи порту залежно від впливу різних умов і факторів. Визначено сферу зміни меж дерегуляції вантажопотоків, що дозволяє відповідно регулювати витрати на інфраструктуру і підвищити конкурентоспроможність морського порту.

**Ключові слова:** морський порт; транспортно-технологічний комплекс; дерегуляція; вантаж; фактор; поле допуску.

**Анотація.** Произведен анализ существующих подходов к стратегическому развитию морского транспорта Украины, в том числе транспортно-технологического комплекса морского порта в условиях дерегуляции грузопотоков. Исследованы особенности работы морских портов Украины в условиях дерегуляции на примере Мариупольского порта Восточного региона Украины при перевозках различных видов грузов. Построена графическая модель, демонстрирующая изменения основных показателей работы порта в зависимости от влияния различных условий и факторов. Определена область изменения пределов дерегуляции грузопотоков, что позволяет соответственно регулировать расходы на инфраструктуру и повысить конкурентоспособность морского порта.

**Ключевые слова:** морской порт; транспортно-технологический комплекс; дерегуляция; груз; фактор; поле допуску.

## REFERENCES

- [1] Бобрик, П. П. (2017). Проблемы и задачи центральноазиатского транзита. *Государственное управление. Электронный вестник*, 62, июнь. Получено с [http://e-journal.spa.msu.ru/uploads/vestnik/2017/vipusk\\_\\_62.\\_ijun\\_2017\\_g./problemi\\_upravlenija\\_teorija\\_i\\_praktika/bobrik.pdf](http://e-journal.spa.msu.ru/uploads/vestnik/2017/vipusk__62._ijun_2017_g./problemi_upravlenija_teorija_i_praktika/bobrik.pdf).
- [2] *Проблемы управления транспортной инфраструктурой. Пути их решения*. Получено с [https://studbooks.net/2437178/tehnika/problemy\\_upravleniya\\_transportnoy\\_infrastrukturou\\_puti\\_resheniya](https://studbooks.net/2437178/tehnika/problemy_upravleniya_transportnoy_infrastrukturou_puti_resheniya).
- [3] Зинченко, С. Г. (2017). *Контролинг эксплуатации и ремонта объектов транспортно-технологической системы морского порта в условиях дерегуляции перевозки грузов и наличия суброгационного оборудования*. Мариуполь: ООО «ППНС».
- [4] Офіційний сайт Державного підприємства «Адміністрація морських портів України». Отримано з <http://uspa.gov.ua/gu/pokazateli-raboty>.
- [5] Нищевич, А., & Мельников, Н. (2016). Стране нужна стратегия приватизации портов. *Порты Украины*, 5, 36–37.
- [6] Берестовой, А. М., Зинченко, С. Г., & Хлопецкая, Л. Ф. (2016). Проблемы эксплуатации и ремонта объектов транспортно-технологической системы морского порта в условиях его развития. *Судовождение: Сб. науч. трудов*, 26, 175–182.
- [7] Ільницький, Д. О., & Зінченко, С. Г. (2017). Пошук ідеальної моделі транспортно-технологічної системи порту: компетентнісний вимір. *Вісник Одеського національного університету. Серія Економіка*, Т. 22, 5 (58), 87–97.
- [8] Васьюков, Ю. Ю. Концессия является понятной для всех. 20 сентября 2012. *ЦФТС*. Получено с <http://cfts.org.ua/opinions/47670>.
- [9] Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України». Отримано з <http://mtu.gov.ua/>.
- [10] Рихтер, К. Ю. (1982). *Транспортная эконометрия*: пер. с нем. М.: Транспорт, 1982.
- [11] Зинченко, С. Г. (2017). Транспортная система морского региона Восточной Украины. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, 5 (235), 46–49.
- [12] Казанская, Л. Ф., & Богомолова, А. В. (2012). Повышение эффективности грузовых перевозок на фоне роста конкуренции. *Сборник Петербургского государственного университета путей сообщения Социально-экономические проблемы*, 4, 157–165.
- [13] Kwan, S. Kim (1991). The Korean miracle (1962–1980) revisited: myths and realities in strategy and development / Kellogg Institute at the University of Notre Dame. *Working Paper*, 166, 63.
- [14] На четвертому році спорудження окупантами Керченського мосту Омелян заявив, що будівництво має бути терміново зупинене. Отримано з <http://www.maritimebusinessnews.com.ua/news/news/2017/11/29/30803.html>.
- [15] Мировой портовый оператор зашел в Украину. Получено с <https://korrespondent.net/business/companies/3925425-mygovoi-portovyi-operator-zashel-v-ukraynu>.
- [16] Закон «Про морські порти України» від 17.05.2012 р. № 4709-VI. Отримано з <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/4709-17>.
- [17] Как развивать порт: 10 ответов порта Клайпеда. *ЦФТС*. Получено с [http://cfts.org.ua/spetsproekty/kak\\_razvivat\\_port\\_10\\_otvetov\\_porta\\_klaypeda](http://cfts.org.ua/spetsproekty/kak_razvivat_port_10_otvetov_porta_klaypeda).
- [18] Інформаційний сайт г Керчь. Раздел «Новости» / В Керченском проливе сел на мель «Зеленый крокодил», 16.02.2017. Получено с <http://kerchinfo.com/v-kerchenskom-prolive-sel-na-mel-zelenyj-krokodil.html>.
- [19] Берестовой, А. М., Перепечаев, С. Н., & Черныш, А. А. (2014). Повышение уровня безопасности мореплавания суброгационных морских судов. *Материалы международной научно-технической конференции*. Мариуполь: АМИ ОНМА, 67–69.
- [20] Кудрина, Л. (2016). Вадим Бойченко о средней зарплате в Мариуполе и других актуальных вопросах. *Приазовский рабочий*, 104, 3.

**Постановка задачи.** Проблемы транспортной системы Украины не являются уникальными. Транспортные системы других стран, хотя имеют свои особенности, сталкиваются с аналогичными трудностями. Например, в России 60 % внешнеторгового грузооборота осуществляется с участием морского транспорта, поэтому дальнейшее развитие морской инфраструктуры является одним из важнейших факторов эффективной интеграции России в мировую транспортную систему.

Евросоюз, Россия, Китай и Индия до настоящего времени не связаны современной сетью транспортных дорог, сообщение между ними по суше крайне слабое, поскольку большие партии грузов все так же выгодно доставлять морскими путями [1].

Мощности транспортных систем часто эксплуатируются на пределе своих возможностей, поскольку существующие транспортные комплексы были построены в 50–60 годах прошлого века и уже не удовлетворяют современным требованиям. Так, на морском транспорте уже сменилось три поколения морских судов, что привело к проблемам: недостаточных глубин портовых акваторий, несоответствия длины причалов линейным размерам судов, необходимости обработки в короткие сроки крупных партий различных по номенклатуре и направлениям грузов [2].

Формирование необходимых условий сбалансированного, рационального развития и размещения транспортной инфраструктуры, устранение имеющихся диспропорций между ней и другими отраслями экономики требуют разработки ее стратегии на среднесрочные и долгосрочные временные горизонты. Реализация же стратегии развития и размещения транспортной инфраструктуры с целью решения проблемы полного, своевременного, бесперебойного и качественного удовлетворения быстрорастущего спроса потребителей услуг с возможными минимальными затратами потребует приоритетного, опережающего и ускоренного её формирования по отношению к экономике в целом и отдельным ее отраслям.

Морские торговые порты представляют собой транспортные комплексы, которые обслуживают различные промышленные регионы Украины. Предприятия постоянно развиваются, совершенствуют свою продукцию, являясь клиент-ориентированными в экспортно-импортном отношении, получая или отправляя через морские порты сырье, оборудование или другую продукцию [3].

Особенностью работы транспортно-технологического комплекса морского порта в современных технико-экономических и политических условиях является то, что он работает преимущественно с учетом повышенной дерегуляции по номенклатуре и количеству транспортированных грузов. Порты — важнейшие узлы перевалки грузов на морской транспорт с прилегающих регионов и страны в целом. Ритмичность и дерегуляция работы морских портов напрямую зависит от эффективной деятельности основных отраслей страны: машиностроения и метал-

лургии, агропромышленного и топливно-энергетического комплексов, от колебания объемов контейнерных перевозок и т. п.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Вхождение Украины в мировые промышленно-транспортные системы требует анализа существующих и разработки новых инновационных подходов к стратегическому развитию ее морского транспорта, в том числе инфраструктуры морских портов в условиях дерегуляции их работы.

Такие подходы должны базироваться на повышении экономической, социальной, экологической и функциональной эффективности работы транспортных систем морских портов с учетом приоритетности энерго- и ресурсосбережения, защиты окружающей среды, а также гармонизации с международными требованиями к качеству и результативности работы инфраструктуры портов. Поэтому необходимо исследовать особенности дерегуляции работы морских портов Украины, особенно в зимних условиях, на примере Мариупольского порта Восточного региона Украины при перевозках различных видов грузов и построить графическую модель, демонстрирующую влияние дерегуляции объемов грузопотоков порта на показатели работы его инфраструктуры.

Автором обработаны аналитические материалы журналов «Порты Украины» за последние 6 лет, материалы сайтов Министерства инфраструктуры и Администрации морских портов Украины [4]. Решением данной проблемы занимались А. Ницевич и Н. Мельников [5].

Организация систем внутренних и внешних транспортных процессов движения логистических материальных потоков между производителями и потребителями, а также взаимосвязи между системами, составляющими транспортно-технологический процесс, описаны в [6]. Компетентностная модель развития морских портов проанализирована в [7].

При исследовании данной проблемы определены зоны дерегуляции объемов потоков грузов, проходящих через морские порты Украины, описано влияние дерегулирующих факторов на их конкурентоспособность.

До настоящего времени не полностью исследовано влияние дерегуляции на эффективность работы транспортно-технологических комплексов морских портов, т.е. данная проблема еще не полностью решена.

**ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ** — определить область изменения границ дерегуляции объемов грузопотоков морского порта Украины и описать ее влияние на основные показатели работы инфраструктуры на примере Мариупольского порта Восточного региона Украины.

**Методы, объект и предмет исследования.** Основными показателями оценки транспортно-технологических комплексов морских портов являются: площадь комплекса, наличие объектов инфраструктуры,



грузонапряженность работы (в процентах от общей площади причалов), а также продолжительность погрузочно-разгрузочных операций.

Применены методы статистического анализа для сбора расчетных данных в открытом доступе.

Методом математического анализа определены пределы дерегуляции работы транспортно-технологического комплекса на примере Мариупольского морского порта, в зависимости от разных показателей работы, направления и номенклатуры грузопотоков по данным многолетних (более 12 лет) наблюдений.

Графический метод позволяет визуализировать полученные опытным путем данные с помощью редактора Microsoft Excel.

Использованы математический метод построения полиномиальных функций, теория оптимальности для расчетов их экстремумов.

Оценены технические параметры реально функционирующего транспортно-технологического комплекса морского порта.

**Объект исследования** — транспортно-технологический комплекс морского порта с учетом глобальных, региональных и внутренних вызовов, влияющих на дерегуляцию потоков грузов на его развитие.

**Предмет исследования** — развитие целостного транспортно-технологического комплекса морского порта в условиях глобальных, региональных и внутренних вызовов, влияние дерегуляции потоков грузов на компетентностную модель.

**Основной материал.** Учитывая, что морской порт Мариуполь расположен в мелководной части Азовского моря, а потоки грузов имеют значительные объемы по номенклатуре и количеству, его работоспособность в части плавания большегрузных судов обеспечивается рядом искусственно созданных и поддерживающихся в рабочем состоянии морских каналов.

В зимний период времени подходы каналы и акватория порта замерзают и забиваются битым льдом до дна, ухудшая условия судоходства по ним.

Поэтому работа порта в этот период организовывается таким образом, чтобы, используя ледокол в определенное время, провести несколько (или группу) судов — караван по каналу. К этому времени суда должны быть обработаны (погружены или разгружены) в порту по групповому признаку [8].

В процентном соотношении дерегуляция перегрузочных работ в морском порту по роду основных грузов приведена в табл. 1, данные для которой выбраны из [4] и [9]. За 100 % принято наибольшее (максимальное) количество перегружаемого определенного груза в течение января одного из рассматриваемых лет, таким образом можно проследить тенденции за этот период.

Сложность работы морских портов заключается в определенной «непредсказуемости» номенклатуры и объемов логистических потоков грузов и требований потребителей, не зависящих в полной мере от специализации и направлений работы портов [7].

Это в значительной мере влияет на использование транспортных, складских и погрузочно-разгрузочных средств порта, а также на поддержание энерговооруженности и защиты окружающей среды в порту.

Для оценки изменений грузопотоков, проходящих через транспортно-технологическую систему (ТТС) Мариупольского морского порта, представим графически данные по грузообороту порта за январь в двух разных видах: по видам грузов (рис. 1) и по направлениям грузопотоков (рис. 2) в процентном соотношении.

Анализ данных показывает, что в процентном соотношении количество переваленных Мариупольским портом грузов за январь в разные годы не равномерно, однако имеет тенденцию к общему снижению, которую можно описать трендом — прогнозной моделью полиномиального вида по видам грузов (рис. 3) и по направлениям грузопотоков (рис. 4).

Тренд изменения грузопотоков по видам грузов представим в виде

**Таблица 1.** Неравномерность в процентном (%) соотношении перегрузки основных грузов в Мариупольском порту по одному месяцу (январь) различных лет в период 2002–2015 гг.

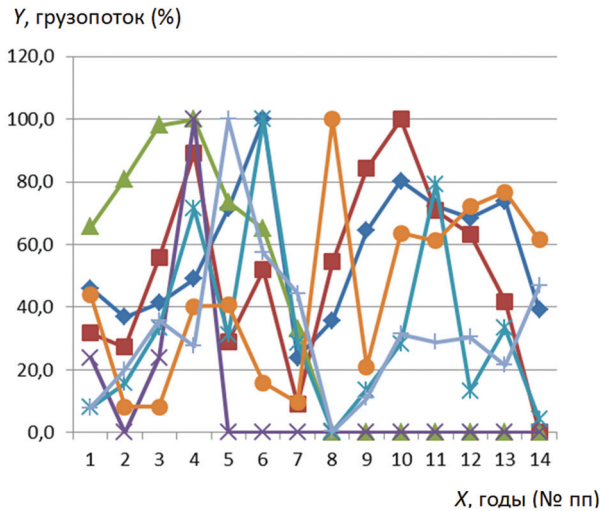
Вид груза	В % по годам (январь)													
	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Металл	45,9	36,9	41,3	49,0	71,5	100,0	23,8	35,8	64,4	80,2	72,3	68,4	73,9	39,0
Уголь	31,7	27,2	55,7	89,2	29,1	51,9	9,2	54,5	84,3	100,0	70,8	63,3	41,9	0,1
Сера	65,7	81,0	98,0	100,0	73,5	65,1	33,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Химикаты	23,8	0,0	23,8	100,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Строймат.	8,1	15,8	33,6	71,5	31,0	100,0	28,6	0,3	13,7	28,3	79,4	13,4	33,3	4,1
Зерновые	43,9	8,2	8,2	40,3	40,8	15,8	9,7	100,0	21,0	63,6	61,2	72,0	76,7	61,6
Прочие	7,9	20,1	35,7	27,5	100,0	57,4	44,4	0,3	10,8	31,5	28,8	30,4	21,4	46,8
Экспорт	40,4	34,0	47,1	68,7	64,5	100,0	25,5	39,6	63,4	82,4	82,4	65,0	68,5	31,1
Импорт	13,8	2,7	8,0	10,4	5,5	6,6	9,1	0,0	3,0	6,1	7,8	6,5	4,6	100,0
Транзит	62,8	100,0	96,1	87,2	75,7	91,7	37,5	22,4	23,7	33,0	31,6	37,1	18,3	0,0
Каботаж	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	100,0
ИТОГО	48,6	51,8	61,3	75,6	68,9	100,0	30,0	35,7	54,4	71,5	71,4	59,5	57,0	40,0

$$Y = 0,00x^6 - 0,16x^5 + 3,04x^4 - 27,56x^3 + 122,43x^2 - 236,05x + 186,86.$$

За основу взят вид груза — металл как основной грузопоток Мариупольского порта на сегодняшний день и, очевидно, на ближайшую перспективу.

Тренд изменения грузопотоков по направлениям грузопотоков представим в виде

$$Y = 0,00x^6 - 0,21x^5 + 3,86x^4 - 33,64x^3 + 142,38x^2 - 257,43x + 187,11.$$

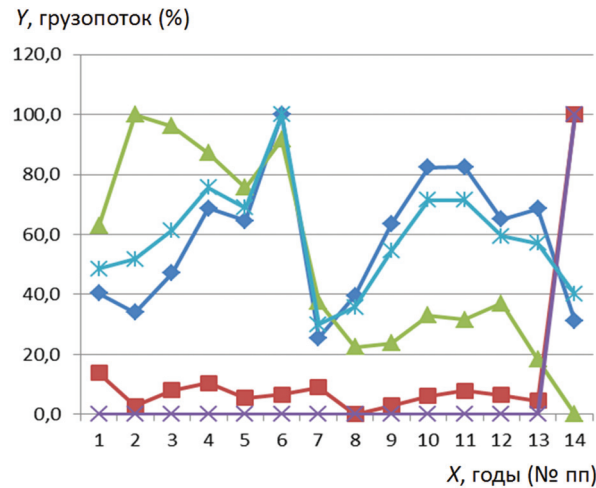


**Рис. 1.** Данные перевалки по видам грузов Мариупольского порта в одном месяце — январе различных лет, в % соотношении (с 2002 по 2015 гг.). Вид груза:

— металл; — уголь; — сера; — химикаты; — стройматериалы; — зерновые; — прочие

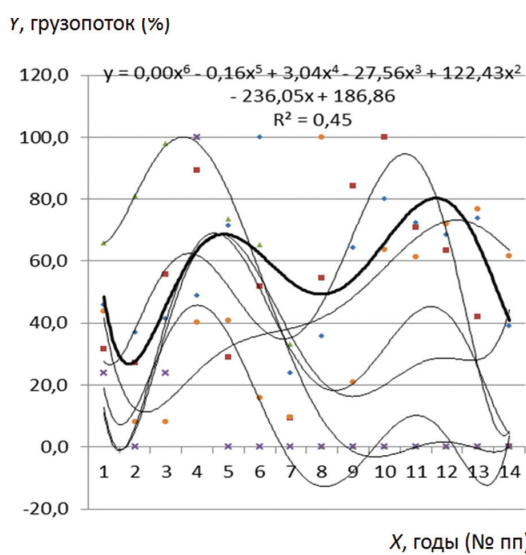
При этом экспорт, являясь основополагающей тенденцией влияний на общее количество перегружаемого груза, имеет ту же тенденцию, в основном это металлопрокат металлургических предприятий, поэтому взят в качестве аналогичной прогнозной модели.

Резкий всплеск импорта в январе 2015 г. (см. рис. 1) произошел из-за топливно-энергетического кризиса в регионе, в основном из-за падения грузопотока угля, необходимого для металлургической отрасли. Сравнительно низкими являлись объемы



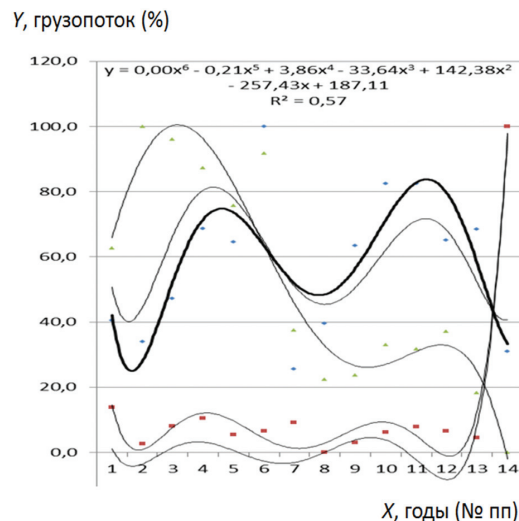
**Рис. 2.** Данные перевалки по направлениям грузопотоков Мариупольского порта в одном месяце — январе различных лет, в % соотношении (с 2002 по 2015 гг.). Направление грузопотока:

— экспорт; — импорт; — транзит; — каботажа; — итого



**Рис. 3.** Тенденции дерегуляции работы Мариупольского морского порта по видам грузов в зимний период (январь) по годам (2002–2015 гг.) в % соотношении. Полиномиальная функция:

— металл; — уголь; — сера; — химикаты; — стройматериалы; — зерновые; — прочие



**Рис. 4.** Тенденции дерегуляции работы Мариупольского морского порта по направлениям грузопотоков в зимний период (январь) по годам (2002–2015 гг.) в % соотношении: — экспорт; — импорт; — транзит; — каботажа; — итого; — полиномиальная (экспорт); — полиномиальная (импорт); — полиномиальная (транзит); — полиномиальная (каботажа); — полиномиальная (итого)

каботажных перевозок (всего 74,6 тыс. т), а объемы транзитных перевозок упали вследствие политических причин.

Самым трудным в социально-экономическом отношении, а также в части защиты окружающей среды, является месяц январь, приходящийся на пик зимнего сезона — период работы Мариупольского морского порта в ледовой обстановке. В этот особый период для порта работа его инфраструктуры организуется отдельным приказом, который издается по Мариупольскому морскому порту ежегодно.

В социальном плане особенности и сложности работы порта в зимний период заключаются в наличии температур, приводящих к замерзанию акватории и подходного канала к порту и обледенению транспортного, погрузочно-разгрузочного, а также складского оборудования. В этих условиях снижается качество работы и уровень безопасности труда персонала порта. Снижается уровень защиты окружающей среды ввиду того, что в летний период практически все твердые выбросы оседают в открытой морской воде, где происходит их накопление и нейтрализация, а в зимний период все выбросы в окружающую среду оседают на лед и потоками воздуха разносятся по территории морского порта, в том числе и на объекты инфраструктуры. В экономическом отношении увеличиваются затраты на топливно-энергетические и трудовые ресурсы, используемые на транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работах.

Эти обстоятельства требуют изменений технологии работ и соответствующей подготовки технологического оборудования основного производственного процесса и всей инфраструктуры морского порта.

Дерегуляцию можно представить в виде зоны, описываемой двумя кривыми: оптимистической

и пессимистической, которые получены в результате статистической обработки экспериментальных данных по обработке грузов в порту. Выполним анализ тенденции дерегуляции по основным видам грузов, переваливаемых в Мариупольском морском порту в одном месяце — январе в период различных лет (2002–2015 гг.).

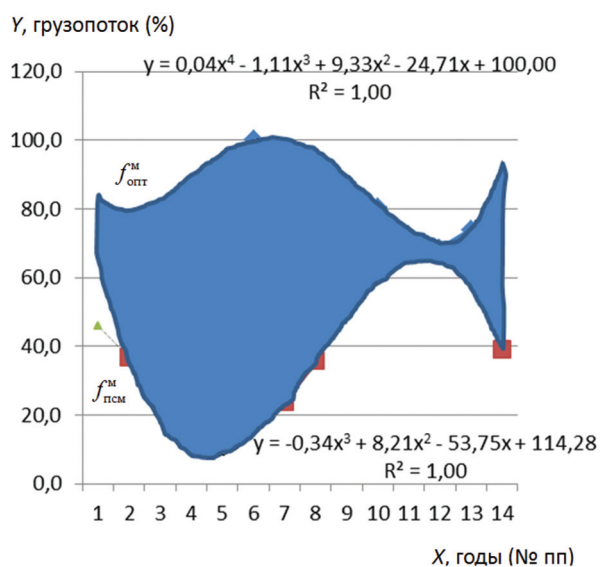
Результаты анализа приведены в виде графиков по видам грузов (рис. 5) и по направлениям грузопотоков (рис. 6). Анализ показывает, что объемы перегрузки различных грузов в морском порту не имеют определенной стабильности. Это влечет за собой значительные простои погрузочно-разгрузочных средств (объектов) порта и неравномерное использование складских площадей (помещений и территории), а также оборудования морского порта.

Прослеживается очевидная неравномерность в процентном (%) соотношении перегрузки основных грузов в Мариупольском морском порту по одному месяцу (январь) различных лет в период 2002–2015 гг.

На основе данных работы порта в особый период — январь за последние 14 лет, можно установить границы областей резерва возможных их значений с целью поиска резервов для повышения эффективности работы порта.

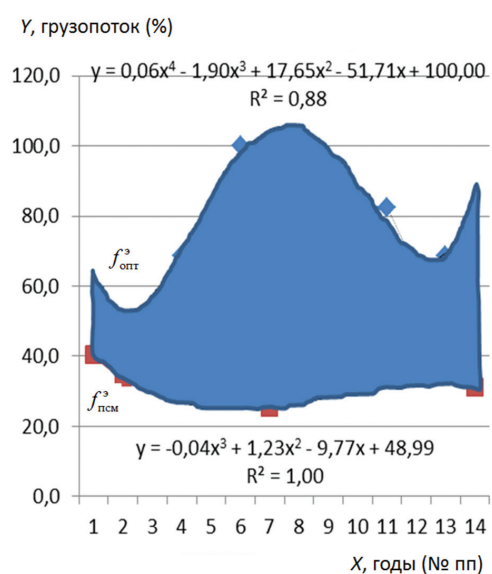
Рассматриваются две области резервов: по наиболее характерному для порта грузу — металлу (см. рис. 5) и основному направлению грузопотоков порта — экспортному (см. рис. 6). Эти поля резерва в полной мере демонстрируют возможности ТТС морского порта в условиях дерегуляции, повышения или снижения объемов грузопотоков в зимний период, когда в работе порта доминирует фактор сезонности.

Области очерчены границами: верхней, то есть в годы максимальных грузопотоков через ТТС порта



**Рис. 5.** Область резерва зависимости величин грузопотока металла через ТТС порта (т) в особый период (январь месяц) по годам в % соотношении:

..... — металл; — — макс.; — — мин.; — — полиномиальная (макс.); — — полиномиальная (мин.)



**Рис. 6.** Область резерва зависимости величин экспортного грузопотока ТТС порта (т) в особый период (январь месяц) по годам в % соотношении:

..... — экспорт; — — макс.; — — мин.; — — полиномиальная (макс.); — — полиномиальная (мин.)

в январе, и нижней, в годы с наименьшими грузопотоками в этот период. Верхняя граница характеризует максимальную загрузку порта и повышенные доходы, поэтому она названа «оптимистической». Аналогично нижняя граница, обусловленная стечением неблагоприятных климатических условий, названа «пессимистической».

Тренды дерегуляционных изменений в работе морского порта могут быть заданы в виде полиномиальной функции, как описано в [10]:

$$Y = f(x) = a_1x^n + a_2x^{n-1} + \dots + a_nx + a_0 = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x^{n+1-i},$$

где  $a_1, \dots, a_n$  — управляемые основные переменные параметры преобразования графика полиномиальной функции;  $i$  — количество степеней, величина точности приближения данных;  $i = 1, \dots, n$ ;  $a_0$  — влияние прочих факторов.

Прогнозные тренды для данных границ областей резерва грузооборота ТТС порта в особом периоде зависят от климатических условий и других дерегуляционных моментов, они имеют следующие виды:

1. Пессимистическая  $f_{\text{псм}}^{\text{м}}$  и оптимистическая  $f_{\text{опт}}^{\text{м}}$  границы областей резерва грузопотока металла через ТТС порта в особый период его работы определяются:

$$f_{\text{псм}}^{\text{м}} = -0,34x^3 + 8,21x^2 - 53,75x + 114,28 \text{ при } R^2 = 1;$$

$$f_{\text{опт}}^{\text{м}} = 0,04x^4 - 1,11x^3 + 9,33x^2 - 24,71x + 100,0 \text{ при } R^2 = 1,$$

где  $x$  — величина грузопотока металла, проходящего через ТТС порта в январе по годам;  $R$  — величина достоверности аппроксимации функции  $x$ , при значениях данной величины от 0,7 до 1 можно говорить о том, что результаты определения границ областей функции достоверны.

2. Пессимистическая  $f_{\text{псм}}^{\text{э}}$  и оптимистическая  $f_{\text{опт}}^{\text{э}}$  границы областей резерва экспортного грузопотока через ТТС порта в особый период его работы определяются:

$$f_{\text{псм}}^{\text{э}} = -0,04x^3 + 1,23x^2 - 9,77x + 48,99 \text{ при } R^2 = 1;$$

$$f_{\text{опт}}^{\text{э}} = 0,06x^4 - 1,90x^3 + 17,65x^2 - 51,71x + 100 \text{ при } R^2 = 0,88,$$

где  $x$  — величина экспортного грузопотока, проходящего через ТТС порта в январе по годам.

Разрыв между оптимистической и пессимистической границами в областях резерва грузооборота — это резерв в организации ведения грузовой работы всей ТТС морского порта, который необходимо использовать для повышения ее технико-экономической эффективности.

Поле допуска грузооборота порта можно рассчитать по формуле либо по виду груза, либо по направлению грузопотока:

$$\int_{t_1}^{t_2} Q_{\text{max}}(t) dt - \int_{t_1}^{t_2} Q_{\text{min}}(t) dt,$$

где  $Q_{\text{max}}$  — максимальный объем грузоперевозок ( $q$ ) порта за исследуемый период  $t$ ;  $Q_{\text{min}}$  — минимальный объем грузоперевозок ( $q$ ) порта за исследуемый период  $t$ ;  $t_1$  — время (период) начала наблюдений (1-й год, 2002 г.);  $t_2$  — время (период) окончания наблюдений (14-й год, 2015 г.).

Следовательно, данный интеграл позволяет найти площадь (поле) допустимых значений функции изменения грузооборота порта в пределах от  $Q_{\text{min}}$  до  $Q_{\text{max}}$  за время  $t$ .

Возможности морского порта ограничены: имеющимися у него техническими ресурсами, подтвержденным планом завоза грузов, уровнем квалификации работников, природно-энергетическими характеристиками выполняемых работ, применяемыми технологиями [11].

Очевидно, что все данные ограничения, а также внешнее воздействие со стороны государственных и региональных структур, являются существенным дерегулирующим фактором и источником напряженности в работе морского порта; влияют на его функциональную эффективность, экономическое и социальное развитие, охрану окружающей среды [12].

На рис. 7 представлена удельная структура расходов порта и его энергопотребление по подразделениям.

Если считать, что площадь рассмотренных областей является относительной мерой оценки работы ТТС порта в условиях дерегуляции, тогда величину этой оценки можно выразить:

— в зависимости от грузопотока конкретного вида груза (металла), проходящего через ТТС порта:

$$C_{\text{гд}}^{\text{м}} = \int_{m_1}^{m_2} \frac{f_{\text{опт}}^{\text{м}}(x)}{f_{\text{псм}}^{\text{м}}(x)} dx;$$

— в зависимости от направления грузопотока (экспорт), проходящего через ТТС порта:

$$C_{\text{гд}}^{\text{э}} = \int_{e_1}^{e_2} \frac{f_{\text{опт}}^{\text{э}}(x)}{f_{\text{псм}}^{\text{э}}(x)} dx.$$

Указанные области, формируя поле допуска, позволяют прогнозировать дальнейшее развитие ТТС порта в условиях дерегуляции, в зависимости от направления грузопотоков и вида перегруженных грузов.

Итак, данным исследованием установлено, что в морских портах происходят определенные дерегуляционные изменения, в частности, для Мариупольского порта крайне важное значение имеет сезонный фактор — работа в зимний, т. е. особый период. Это оказывает существенное влияние на работу всей инфраструктуры порта, требует организационных решений.

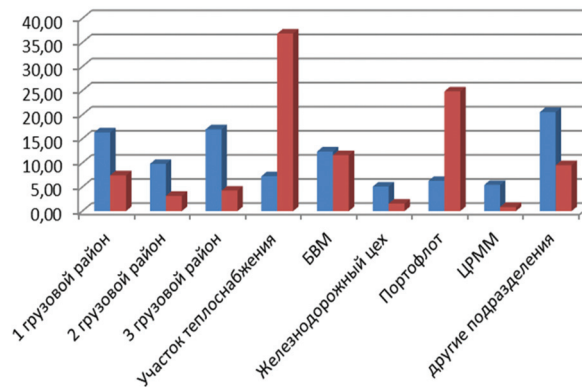


Рис. 7. Удельная структура расходов порта и энергопотребление по подразделениям:

■ — расходы, %; ■ — энергия, %

**ВЫВОДЫ.** Анализ показал, что изменения номенклатуры и объемов грузопотоков оказывает существенное дерегуляционное влияние на работу транспортной инфраструктуры морского порта, а при значительном уровне грузопотоков необходимо учитывать, в том числе и сезонный фактор.

При оценке дерегуляционных изменений грузопотоков морского порта мероприятия по изменению нагрузки на его транспортную инфраструктуру

должны разрабатываться в соответствии с определенной областью изменения границ, т.е. расходы на инфраструктуру соответственно увеличиваются или снижаются. Это позволит выбрать рациональное направление повышения эффективности работы всей транспортно-технологической системы порта, улучшить состояние инфраструктуры порта и повысить конкурентоспособность Восточного региона Украины.

## Список литературы

- [1] Бобрик, П. П. (2017). Проблемы и задачи центральноазиатского транзита. *Государственное управление. Электронный вестник*, 62, июнь. Получено с [http://e-journal.spa.msu.ru/uploads/vesnik/2017/vipusk\\_\\_62\\_iiun\\_2017\\_g./problemi\\_upravlenija\\_teorija\\_i\\_praktika/bobrik.pdf](http://e-journal.spa.msu.ru/uploads/vesnik/2017/vipusk__62_iiun_2017_g./problemi_upravlenija_teorija_i_praktika/bobrik.pdf).
- [2] *Проблемы управления транспортной инфраструктурой. Пути их решения*. Получено с [https://studbooks.net/2437178/tehnika/problemy\\_upravleniya\\_transportnoy\\_infrastrukturey\\_puti\\_resheniya](https://studbooks.net/2437178/tehnika/problemy_upravleniya_transportnoy_infrastrukturey_puti_resheniya).
- [3] Зинченко, С. Г. (2017). *Контроллинг эксплуатации и ремонта объектов транспортно-технологической системы морского порта в условиях дерегуляции перевозки грузов и наличия суброгационного оборудования*. Мариуполь: ООО «ППНС».
- [4] Офіційний сайт Державного підприємства «Адміністрація морських портів України». Отримано з <http://uspa.gov.ua/gu/pokazateli-raboty>.
- [5] Ницевич, А., & Мельников, Н. (2016). Стране нужна стратегия приватизации портов. *Порты Украины*, 5, 36–37.
- [6] Берестовой, А. М., Зинченко, С. Г., & Хлопецкая, Л. Ф. (2016). Проблемы эксплуатации и ремонта объектов транспортно-технологической системы морского порта в условиях его развития. *Судовождение: Сб. науч. трудов*, 26, 175–182.
- [7] Ільницький, Д. О., & Зінченко, С. Г. (2017). Пошук ідеальної моделі транспортно-технологічної системи порту: компетентнісний вимір. *Вісник Одеського національного університету. Серія Економіка*, Т. 22, 5 (58), 87–97.
- [8] Васильов, Ю. Ю. Концессия является понятной для всех. 20 сентября 2012. *ЦФТС*. Получено с <http://cfts.org.ua/opinions/47670>.
- [9] Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України». Отримано з <http://mtu.gov.ua/>.
- [10] Рихтер, К. Ю. (1982). *Транспортная эконометрия*: пер. с нем. М.: Транспорт, 1982.
- [11] Зинченко, С. Г. (2017). Транспортная система морского региона Восточной Украины. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, 5 (235), 46–49.
- [12] Казанская, Л. Ф., & Богомолова, А. В. (2012). Повышение эффективности грузовых перевозок на фоне роста конкуренции. *Сборник Петербургского государственного университета путей сообщения Социально-экономические проблемы*, 4, 157–165.
- [13] Kwan, S. Kim (1991). The Korean miracle (1962–1980) revisited: myths and realities in strategy and development / Kellogg Institute at the University of Notre Dame. *Working Paper*, 166, 63.
- [14] На четвертому році спорудження окупантами Керченського мосту Омелян заявив, що будівництво має бути терміново зупинене. Отримано з <http://www.maritimebusinessnews.com.ua/news/news/2017/11/29/30803.html>.
- [15] Мировой портовый оператор зашел в Украину. Получено с <https://korrespondent.net/business/companies/3925425-myrovoi-portovui-operator-zashel-v-ukraynu>.
- [16] Закон «Про морські порти України» від 17.05.2012 р. № 4709-VI. Отримано з <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/4709-17>.
- [17] Как развивать порт: 10 ответов порта Клайпеда. *ЦФТС*. Получено с [http://cfts.org.ua/spetsproekty/kak\\_razvivat\\_port\\_10\\_otvetov\\_porta\\_klaypeda](http://cfts.org.ua/spetsproekty/kak_razvivat_port_10_otvetov_porta_klaypeda).

- [18] Информационный сайт г Керчь. Раздел «Новости» / В Керченском проливе сел на мель «Зеленый крокодил», 16.02.2017. Получено с <http://kerchinfo.com/v-kerchenskom-prolive-sel-na-mel-zelenyj-krokodil.html>.
- [19] Берестовой, А. М., Перелечаев, С. Н., & Черныш, А. А. (2014). Повышение уровня безопасности мореплавания суброгацйных морских судов. *Материалы международной научно-технической конференции*. Мариуполь: АМИ ОНМА, 67–69.
- [20] Кудрина, Л. (2016). Вадим Бойченко о средней зарплате в Мариуполе и других актуальных вопросах. *Приазовский рабочий*, 104, 3.

© С. Г. Зінченко

Статтю рекомендує до друку  
д-р екон. наук, проф. І. О. Іртішцева

## Одесса

ул. Тенистая, 15  
г. Одесса, Украина, 65009  
тел.: +380 (482) 34-79-28  
факс: +380 (482) 35-60-05  
e-mail: office@meb.com.ua  
www.meb.com.ua



## Санкт-Петербург

ул. Мира, 15/1, офис 76Н  
г. Санкт-Петербург, Россия, 197101  
тел.: +7 (812) 233-64-03 / 232-85-38  
факс: +7 (812) 309-59-39  
e-mail: meb@peterlink.ru

## ПРОЕКТ MPSV07

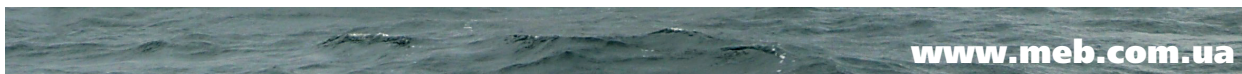
Многофункциональное аварийно-спасательное судно ледового плавания мощностью 4 МВт типа «Спасатель Карев»  
Завод-строитель — Невский Судостроительно-Судоремонтный завод  
(построено 3, в постройке 1 судно)



### Назначение:

- патрулирование, аварийно-спасательное дежурство в районах судоходства, рыбного промысла, морских нефтяных и газовых промыслов;
- оказание технической поддержки и помощи в районах опасных для мореплавания, добычи морепродуктов, обслуживание транспортных операций в портах;
- поиск и оказание помощи терпящим бедствие судам;
- поиск, спасение, эвакуация и размещение людей, оказание им медицинской помощи;
- снятие с мели и рифов аварийных судов, откачка воды из затопленных отсеков;
- оказание помощи судам и выполнение спасательных работ в ледовых условиях и на чистой воде;

- буксировка аварийных судов и объектов к месту убежищ, а также выполнение морских буксировок судов, плавучих объектов и сооружений во льдах и на чистой воде;
- оказание помощи в тушении пожаров на плавучих и береговых объектах, доступных для подхода с моря;
- тыловое и техническое обеспечение, в том числе выполнение подводно-технических работ водолазов на глубинах до 60 метров;
- тушение горящего на воде топлива, ликвидация аварийных разливов нефти и нефтепродуктов;
- освидетельствование и очистка подводной части корпуса судов, плавучих и береговых объектов;
- обследование морского дна и поврежденных объектов на глубинах до 1000 м.



Підписано до друку 31.05.2019. Формат 60×84/8. Папір офсетний. Принтерний друк.  
Ум.-друк. арк. 32,4. Ум.-вид. арк. 30,56. Тираж 300 прим. Замовлення № 08/17. Ціна договірна.  
Складання та верстання виконані в Редакційно-видавничому центрі навчально-наукових видань  
НУК імені адмірала Макарова.

Надруковано на обладнанні Редакційно-видавничого центру навчально-наукових видань НУК імені адмірала Макарова.

Адреса редакції: просп. Героїв України, 9, каб. 459, м. Миколаїв, Україна, 54025. Тел.: (0512) 70-91-04