

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
ИМЕНИ АДМИРАЛА С. О. МАКАРОВА»

ВЕСТНИК

**ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
ИМЕНИ АДМИРАЛА С. О. МАКАРОВА**

Том 12. № 6

**Vestnik Gosudarstvennogo universiteta
morskogo i rechnogo flota
imeni admirala S. O. Makarova**

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2020

Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — СПб. : ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2020. — Т. 12. — № 6. — 158 с.

ISSN (print) 2309-5180

ISSN (online) 2500-0551

«Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова» является научным периодическим изданием, зарегистрированным Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Свидетельство о регистрации СМИ от 17 июля 2013 г. ПИ № ФС 77-54734).

В Вестнике публикуются материалы оригинальных научных исследований и основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук по основным группам специальностей в соответствии с Номенклатурой специальностей научных работников **05.22.00 «Транспорт»** в разделах: «Эксплуатация водного транспорта, судовождение», «Водные пути сообщения и гидрография»; **05.08.00 «Кораблестроение»** в разделах: «Судостроение и судоремонт», «Судовые энергетические установки, системы и устройства»; **05.09.00 «Электротехника»** в разделе «Электротехнические комплексы и системы».

Статьи тщательно отбираются по критериям новизны, актуальности, научно-практической значимости, возможности реального использования описанных в них новых технологий на водном транспорте, публикуются на русском и английском языках. Статьи рецензируются независимыми экспертами. Кроме того, в Вестнике публикуются обзорные материалы научных конференций, семинаров и совещаний, сообщения и статьи к юбилейным датам ведущих ученых и знаменательным событиям университета.

Вестник включен в Перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий Высшей аттестационной комиссии Министерства образования и науки РФ.

Индекс для подписки в каталоге «Газеты. Журналы» агентства Роспечать: 37276.



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, СУДОВОЖДЕНИЕ	977
<i>Сахаров В. В., Чертков А. А., Каск Я. Н.</i> Синтез и моделирование в среде MATLAB дискретной системы стабилизации курса судна на основе билинейного преобразования.....	977
<i>Железняк А. А.</i> Исследование влияния ветровых и волновых воздействий на судно при переходе в дрейф	989
<i>Галин А. В., Давыденко Е. А.</i> Контейнеризация как очередной этап развития транспортных систем.....	996
<i>Никитин Е. В.</i> Способ оценки и восстановления начальной устойчивости судна в условиях неполной информации о принятом грузе	1004
<i>Зуб И. В., Ежов Ю. Е., Стенин Н. Н.</i> Модель выбора портового перегрузочного оборудования на основе моделирования технологической линии порта	1016
<i>Бордюг А. С.</i> Методы распознавания данных при плавании судов	1029
<i>Кузнецов А. Л., Кириченко А. В., Семенов А. Д.</i> Подход к моделированию контейнерных терминалов на основе бизнес-процессов	1039
СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ	1051
<i>Барышников С. О., Иванов А. Н., Андрианов Е. Н.</i> Некоторые проблемные вопросы в оценке несущей способности планетарных редукторов крановых механизмов	1051
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА	1068
<i>Федоровский К. Ю., Федоровская Н. К., Ениватов В. В.</i> Механизм отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения СЭУ	1068
ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ	1078
<i>Самосейко В. Ф., Гуськов В. О.</i> Управление электромагнитным моментом асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности	1078
<i>Саушев А. В., Белоусова Н. В., Бова Е. В.</i> Стратегии формирования целевой функции при параметрическом синтезе автоматизированных электроприводов объектов водного транспорта	1087

Том 12. № 6

2020

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Гл. редактор

С. О. Барышников

д.т.н., проф.

rector@gumrf.ru

Зам. гл. редактора

А. П. Нырк

д.т.н., проф.

NyrkowAP@gumrf.ru

С. Гуцма

Морская академии (г. Щецин, Польша), д.т.н., проф.

Г. В. Егоров

ген. директор ЗАО «Морское инженерное бюро — СПб», д.т.н., проф.

Р. Качиньски

проректор по развитию и сотрудничеству Технического университета (г. Белосток, Польша), д.т.н., проф.

А. И. Пошивай

заместитель руководителя Федерального агентства морского и речного транспорта

А. Е. Сазонов

д.т.н., проф., чл.-кор. РАН

Р. М. Юсупов

научный руководитель Санкт-Петербургского института информатики и автоматизации РАН, д.т.н., проф., чл.-кор. РАН

РЕДАКЦИЯ:

E-mail: journal@gumrf.ru

http://journal.gumrf.ru

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-54734 от 17.07.2013 г.

Адрес редакции: 198035, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7.

Подписной индекс в каталоге Роспечать — 37276.

Все материалы, поступившие в редакцию, рецензируются.

**Члены
редколлегии:**

О. К. Безюков, д.т.н.
А. Т. Беккер, д.т.н.
Н. И. Ватин, д.т.н.
П. А. Гарибин, д.т.н.
Д. П. Голоскоков, д.т.н.
В. А. Жуков, д.т.н.
Ю. М. Искандеров, д.т.н.
О. Г. Каратаев, д.т.н.
В. В. Каретников, д.т.н.
А. В. Кириченко, д.т.н.
М. Н. Кирсанов, д.ф.-м.н.
М. А. Колосов, д.т.н.
Е. А. Королева, д.э.н.
И. И. Костылев, д.т.н.
А. Л. Кузнецов, д.т.н.
С. Е. Кузнецов, д.т.н.
Е. А. Лаврентьева, д.э.н.
В. А. Логиновский, д.т.н.
В. Е. Марлей, д.т.н.
А. М. Никитин, д.т.н.
Т. А. Пантина, д.э.н.
Л. И. Погодаев, д.т.н.
В. И. Решняк, д.т.н.
В. В. Романовский, д.т.н.
А. В. Саушев, д.т.н.
С. В. Смоленцев, д.т.н.
А. Л. Степанов, д.т.н.
М. В. Сухотерин, д.т.н.
Е. Г. Трунин, к.э.н.
А. Л. Тезиков, д.т.н.
В. Б. Чистов, д.т.н.

Григорьев А. В., Вейнмейстер А. В. Опыт модернизации
и результаты испытаний единой электроэнергетической системы
и системы электродвижения дизель-электрического ледокола
«Капитан Косолапов» 1103
Труднев С. Ю., Марченко А. А. Моделирование бустерной схемы
стабилизатора от емкостного накопителя..... 1118

CONTENTS

OPERATION OF WATER TRANSPORT, NAVIGATION	977
<i>Sakharov V. V., Chertkov A. A., Kask Ya. N.</i> Synthesis and simulation in the MATLAB environment of a discrete vessel stabilization system based on bilinear conversion.....	977
<i>Zhelezniak A. A.</i> Studying the wind and wave effects influence on the ship during the transition to drift.....	989
<i>Galin A. V., Davydenko E. A.</i> Containerization as the next stage in the development of transport systems.....	996
<i>Nikitin Ye. V.</i> Method for assessing and improving the initial stability of the ship under conditions of incomplete information on the cargo loaded	1004
<i>Zub I. V., Ezhov Yu. E., Stenin N. N.</i> Model for selecting the port cargo handling equipment on the basis of modeling the port technological line.....	1016
<i>Bordyug A. S.</i> Methods of data recognition during ships navigation.....	1029
<i>Kuznetsov A. L., Kirichenko A. V., Semenov A. D.</i> Approach to container terminal simulation modelling based on business processes.....	1039
SHIPBUILDING AND SHIP REPAIR	1051
<i>Baryshnikov S. O., Ivanov A. N., Andrianov E. N.</i> Several problematic issues in assessing the carrying capacity of planetary gearboxes of crane mechanisms.....	1051
SHIP POWER PLANTS, SYSTEMS AND DEVICES	1068
<i>Fedorovskiy K. Yu., Fedorovskaya N. K., Yenivatov V. V.</i> Mechanism of negative anthropogenic influence of ship's power plants cooling systems.....	1068
ELECTRICAL EQUIPMENT AND SYSTEMS	1078
<i>Samoseiko V. F., Guskov V. O.</i> Electromagnetic torque control of the asynchronous motor with the maximum power factor	1078
<i>Saushev A. V., Belousova N. V., Bova E. V.</i> Strategies for the target function formation at the parametric synthesis of the autom ated electric drives of water transport objects.....	1087

Volume 12. № 6

2020

EDITOR-IN-CHIEF

S. O. Baryshnikov
doctor of technical Sciences, Prof.
rector@gumrf.ru

Deputy Editor-in-Chief

A. P. Nyrkov
doctor of technical Sciences, Prof.
NyrkovAP@gumrf.ru

S. Gutsma

Maritime Academy (g.Schetsin,
Poland), doctor of technical Sci-
ences, Prof.

G. V. Yegorov

General Director of "Marine
Engineering Bureau - St.
Petersburg", doctor of technical
Sciences, Prof.

R. Kachin'ski

Vice-Rector for Development
and Cooperation of the Technical
University (Bialystok, Poland),
doctor of technical Sciences, Prof.

A. I. Poshivay

Deputy Head of the Federal
Agency of Sea and River Trans-
port

A. Ye. Sazonov

doctor of technical Sciences,
Prof., corresponding member of
the Russian Academy of Sciences

M. Yusupov

scientific leader
of "St. Petersburg Institute
for Informatics and Automation
of RAS", doctor of technical
Sciences, Prof., corresponding
member of the Russian Academy
of Sciences

EDITORIAL STAFF:

E-mail: journal@gumrf.ru

http://journal.gumrf.ru

**Editorial
Collegium:**

O. K. Bezyukov,
doctor of technical Sciences
A. T. Bekker,
doctor of technical Sciences
N. I. Vatin,
doctor of technical Sciences
P. A. Garibin,
doctor of technical Sciences
D. P. Goloskokov,
doctor of technical Sciences
V. A. Zhukov,
doctor of technical Sciences
Y. M. Iskanderov,
doctor of technical Sciences
O. G. Karatayev,
doctor of technical Sciences
V. V. Karetnikov,
doctor of technical Sciences
A. V. Kirichenko,
doctor of technical Sciences
M. N. Kirsanov,
doctor of phys.-math. Sciences
M. A. Kolosov,
doctor of technical Sciences
Ye. A. Koroleva,
doctor of economic Sciences
I. I. Kostylev,
doctor of technical Sciences
A. L. Kuznetsov,
doctor of technical Sciences
S. Ye. Kuznetsov,
doctor of technical Sciences
Ye. A. Lavrentyeva,
doctor of economic Sciences
V. A. Loginovskiy,
doctor of technical Sciences
V. Ye. Marley,
doctor of technical Sciences
A. M. Nikitin,
doctor of technical Sciences
T. A. Pantina,
doctor of economic Sciences
L. I. Pogodayev,
doctor of technical Sciences
V. I. Reshnyak,
doctor of technical Sciences
V. V. Romanovskiy,
doctor of technical Sciences
A. V. Saushev,
doctor of technical Sciences
S. V. Smolentsev,
doctor of technical Sciences
A. L. Stepanov,
doctor of technical Sciences
M. V. Sukhoterin,
doctor of technical Sciences
Ye. G. Trunin,
candidate of economic Sciences
A. L. Tezиков,
doctor of technical Sciences
V. B. Chistov,
doctor of technical Sciences

Grigoryev A. V., Veinmeister A. V. Modernization experience
and trials results of the unified electric power system and electric
propulsion system of the “Kapitan Kosolapov”
diesel-electric icebreaker 1103
Trudnev S. Y., Marchenko A. A. Simulation of the stabilizer
boost circuit from a capacitive storage 1118

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, СУДОВОЖДЕНИЕ

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-977-988

SYNTHESIS AND SIMULATION IN THE MATLAB ENVIRONMENT OF A DISCRETE VESSEL STABILIZATION SYSTEM BASED ON BILINEAR CONVERSION

V. V. Sakharov, A. A. Chertkov, Ya. N. Kask

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

A comprehensive solution to the problem of improving automation systems, which is associated with improving the accuracy, reliability and performance of the ship control system, with its sustainability on course, is becoming increasingly important in the face of the impact of the perturbations on it, causing a change in its course. One of the ways to solve the problem of ship's stabilization of the course is associated with the application of a dynamic model of the vessel, elements of which are discrete PID-regulators, allowing by variation of sampling intervals and their number to carry out the selection of the required parameters of the author's complexes, ensuring the stability of the vessel on the course. Converting the traditional PID regulator into a discrete regulator in dynamic ship systems based on bilinear w-transformation using functional modeling tools in the MATLAB environment is considered in the paper. The example of the ship's course stabilization system shows the algorithm of the synthesis of discrete regulator in the MATLAB environment and builds a generalized SIMULINK model to compare the dynamics of the processes of the ship dynamic system with continuous and digital regulators in the temporal area. The results of the simulation of the ship dynamic system show the asymptomatic convergence of the transition processes of the angular coordinates of the ship's condition at the interval of time, equal to the duration of the transition process in the system. It is shown that using SIMULINK and CONTROL TOOLBOX tools can improve the process of modeling discrete-dynamic systems at a qualitatively new level and significantly improve the efficiency of system synthesis.

Keywords: Synthesis algorithm, dynamic control system, discrete PID-regulator, comparison model, modeling, transition processes.

For citation:

Sakharov, Vladimir V., Alexandr A. Chertkov, and Yaroslav N. Kask. "Synthesis and simulation in the MATLAB environment of a discrete vessel stabilization system based on bilinear conversion." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 977–988. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-977-988.

УДК 681.5

СИНТЕЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ В СРЕДЕ МАТЛАВ ДИСКРЕТНОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСА СУДНА НА ОСНОВЕ БИЛИНЕЙНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ

В. В. Сахаров, А. А. Чертков, Я. Н. Каск

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрены вопросы развития и совершенствования цифровых технологий при их применении в аппаратно-программных средствах автоматизации в условиях интенсификации использования судов на качественно новом уровне, а также повышения надежности и эффективности их эксплуатации. Подчеркивается, что это возможно путем широкого внедрения для управления высокотехнологичным оборудованием и судном в целом интеллектуальных систем, а также применения технологий многоуровневой адаптации программного обеспечения в интегрированные комплексы. Показано, что цифровизация математических и физических моделей судов, получение адекватных реальным процессам решений, возможность учета широкого спектра воздействий внешней среды и условий плавания на режимы движения, вызывающих изменение курса, позволяют синтезировать судовые управляющие комплексы в классе цифровых

предиктивных систем с переходом к управлению безэкипажными объектами. В статье рассмотрен один из способов решения проблемы судовой стабилизации курса, связанный с применением динамической модели судна, элементами которой являются дискретные ПИД-регуляторы, позволяющие путем вариации интервалов дискретности и их числа осуществлять выбор требуемых параметров авторулевых комплексов, обеспечивающих устойчивость судна на курсе. Предложены модель и алгоритм преобразования традиционного ПИД-регулятора в дискретный регулятор в динамических судовых системах на основе билинейного w-преобразования с использованием функциональных средств моделирования в среде MATLAB. Обобщенная модель дискретной системы стабилизации судна на курсе построена в пакете SIMULINK. Приведен алгоритм синтеза дискретного регулятора. На примере рассмотрены преимущества цифровой системы по сравнению с непрерывной. Показано, что помощью инструментальных средств пакетов SIMULINK и CONTROL TOOLBOX можно на качественно новом уровне совершенствовать процесс моделирования дискретно-динамических систем.

Ключевые слова: алгоритм синтеза, динамическая система управления, дискретный ПИД-регулятор, модель сравнения, моделирование, переходные процессы.

Для цитирования:

Сахаров В. В. Синтез и моделирование в среде MATLAB дискретной системы стабилизации курса судна на основе билинейного преобразования / В. В. Сахаров, А. А. Чертков, Я. Н. Каск // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 977–988. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-977-988.

Введение (Introduction)

Современный подход к решению задач управления сложными динамическими объектами базируется на использовании цифровых технологий и инструментов построения интеллектуальных систем. Искусственные нейронные сети, средства ANFIS и аппарат нечеткой логики позволяют на качественно новом уровне решать проблемы управления плохо формализуемыми динамическими объектами высокой размерности. При этом применение искусственных нейронных сетей в задачах синтеза таких систем ограничивается наличием существенного недостатка, связанного со сложностью процесса обучения, требующего большого объема экспериментальных данных об объекте управления [1]–[3]. В то же время средствами аппарата нечеткой логики разрозненным и «размытым» понятиям и связям в результате их формализации присваивается смысловое значение, отражающее закономерности управления сложными нелинейными динамическими объектами и их показатели качества. Однако лучшие из известных нечетких систем, такие как Сугено и Мамдани [4]–[6], не обеспечивают одновременную реализацию таких качеств, как высокая производительность, несложность процедур обучения и их оптимальность в глобальном смысле. В связи с этими недостатками проблемы методологии применения нейросетевых и нечетких моделей при синтезе оптимальных систем автоматического управления сохраняются.

Одним из средств качественной формализации процедуры синтеза сложного объекта могут служить цифровые технологии, способные свести эту процедуру к относительно простым правилам. Использование нейронных сетей обеспечивает адаптацию к условиям функционирования, а совместное использование цифровых технологий и искусственных нейронных сетей позволяет системно решать комплекс задач численной оптимизации и накопления информации о текущем состоянии объектов [7], [8].

Платформа цифровизации технологических процессов отвечает в полной мере концепции интегрированных систем управления. Судовые интегрированные системы в классе интеллектуальных систем выполняют функции управления, измерения, диагностирования, синхронизации работы подсистем, визуализации рабочих режимов, обеспечивая обмен информацией в среде пользователей на всех иерархических уровнях с выходом в интернет.

Одним из важных приложений в концепции интегрированных систем управления может служить решение проблемы судовой стабилизации курса с использованием цифровых технологий. В частности, предложено применение цифровых технологий, реализуемых на основе билинейного преобразования, к динамической модели судовой системы стабилизации курса при переоборудовании непрерывных ПИД-регуляторов [9], [10] в дискретные ПИД-регуляторы, что позволит путем вариации интервалов дискретности и их числа осуществлять выбор требуемых параметров авторулевых комплексов, обеспечивающих устойчивость судна на курсе.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Покажем возможность решения задачи стабилизации судна на курсе цифровыми средствами, реализуемыми с помощью инструментария пакетов SIMULINK и CONTROL TOOLBOX системы MATLAB [11], [13] на примере линейной математической модели рыскания судна, заданной в пространстве состояний дифференциальными уравнениями первого порядка:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= \omega_y; \\ \dot{\omega}_y &= -\frac{1}{T_s} \omega_y + \frac{K_s}{T_s} \delta, \end{aligned}$$

где φ — угол рыскания (угол отклонения от заданного курса); ω_y — угловая скорость вращения вокруг вертикальной оси; δ — угол поворота вертикального руля относительно положения равновесия; T_s — постоянная времени; K_s — постоянный коэффициент, имеющий размерность c^{-1} .

Передаточная функция объекта управления (от угла поворота руля к углу рыскания) запишется в виде

$$F(s) = \frac{K_s}{s(T_s + 1)}. \quad (1)$$

В работе исследуется модель судна-контейнеровоза при $T_s = 18,2$ с, $K = 0,0694$ c^{-1} .

Привод (рулевая машина) приближенно моделируется звеном первого порядка:

$$R(s) = \frac{K_R}{(T_R s + 1)}, \quad (2)$$

с параметрами $T_R = 2$ с, $K_R = 1$.

Для измерения угла рыскания используется гирокомпас, математическая модель которого записывается в виде аperiодического звена первого порядка с передаточной функцией

$$G(s) = \frac{K_g}{(T_g s + 1)}, \quad (3)$$

где $T_g = 6$ с, $K_g = 1$ для данной системы.

Структурная схема системы стабилизации представлена на рис. 1.

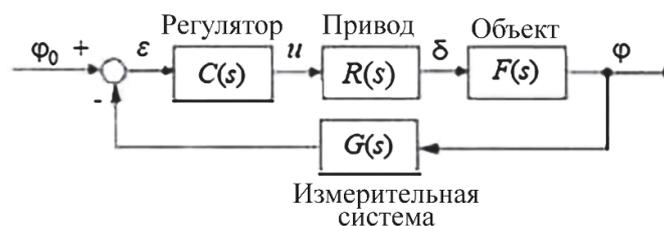


Рис. 1. Структурная схема системы стабилизации судна

Эффективность и качество функционирования системы управления и стабилизации судна на курсе во многом определяются корректностью выбора параметров регуляторов. К наиболее распространенным типам регуляторов относятся ПИД-регуляторы [10], содержащие в своей структуре пропорциональную, интегральную и дифференциальную составляющие сигналов, которые задаются путем выбора постоянных коэффициентов, соответствующих этим составляющим. Функциональное исполнение ПИД-регуляторов таково, что блоки, генерирующие сигналы, соединены параллельно. Это позволяет оценивать влияние каждой составляющей на динамику системы как отдельно, так и в совокупности, что упрощает процесс настройки регуляторов в производственных условиях.

Вместе с тем проблема применения ПИД-регуляторов продолжает привлекать к себе большое внимание. Причина состоит в возникающих трудностях, возникающих при управлении нелинейными

системами, объектами с транспортным запаздыванием в случаях появления шумов при измерениях переменных состояния и выхода, а также при наличии неполной информации о динамике технологических процессов в нестационарных условиях эксплуатации [14], [15]. Во многих ситуациях настройка параметров регуляторов выполняется путем визуальной оценки переходных процессов, без комплексных количественных оценок с применением компьютерных технологий и спектрального анализа.

В исходной модели судна используется непрерывный пропорционально интегрально-дифференциальный ПИД-регулятор, описываемый передаточной функцией с параметрами:

$$C(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_I s} + \frac{T_D s}{T_V s} \right); \quad (4)$$

$$K_c = 0,8; T_I = 1000 \text{ с}; T_D = T_s = 18,2 \text{ с}; T_V = 1 \text{ с}.$$

На первом этапе синтеза необходимо построить модель непрерывной системы в среде MATLAB/SIMULINK и получить переходный процесс в непрерывной системе при изменении курса на 10° . На втором этапе выполняется переоборудование непрерывного регулятора в цифровой с помощью билинейного, или w -преобразования, реализуемого непосредственно и с помощью преобразования Тастина, имеющего вид

$$w = \frac{2}{T} \cdot \frac{z-1}{z+1}, \quad (5)$$

где T — интервал квантования.

Далее выбирается $T = 1$ с и строится дискретная динамическая модель цифровой системы в среде MATLAB / SIMULINK, позволяющая получить и сравнить переходные процессы в непрерывной и цифровой системах при изменении курса на те же 10° . В дальнейшем эту процедуру нужно повторить для интервала квантования $T = 5$ с, чтобы объяснить эффекты, наблюдающиеся при увеличении интервала квантования. Причем для последнего варианта можно рассчитать перерегулирование и время переходного процесса.

С целью построения непрерывной и дискретной моделей системы стабилизации в среде SIMULINK и исследования их переходных процессов составлен скрипт-файл `digsys1.m` с исходными данными и передаточными функциями каждого из блоков, входящих в систему. Пример первого блока программы с комментариями:

```
%Файл "digsys1.m"
%Структура непрерывной системы стабилизации судна
%Модель судна-контейнеровоза
Ts=18.2;
Ks=0.0694;
F=tf(K,[Ts 1 0])
[nF, dF]=tfdata(F,'v').
```

В первых трех строках операторов этого блока задаются параметры T_s и K_s модели (1) самого судна-контейнеровоза, выраженной ее передаточной функцией $F(s)$. Последняя строка означает, что числитель и знаменатель скалярной передаточной функции $F(s)$ будут записаны в полиномы nF и dF , используемые для ввода в блок параметров SIMULINK-модели судна-контейнеровоза. Результатом исполнения этих операторов является следующее решение:

```
F =
      0.0694
-----
    18.2 s^2 + s
Continuous-time transfer function.
nF =
```

0 0 0.0694

dF =

18.2000 1.0000 0.

Аналогично в файле программы представлены остальные блоки системы стабилизации судна. В результате для модели привода рулевой машины, с учетом соотношения (2), в командном окне MATLAB получим следующее решение:

R =

1

 2 s + 1

Continuous-time transfer function.

nR =

0 1

dR =

2 1

Для блока параметров модели измерительной системы (гироскопа) с передаточной функцией (3) решением будет следующее:

G =

1

 6 s + 1

Continuous-time transfer function.

nG =

0 1

dG =

6 1

Блок параметров непрерывного ПИД-регулятора с передаточной функцией (4) в программе будет представлен в следующем виде:

```
%Модель непрерывного (ПИД) регулятора
Kc=0.8;
Ti=1000;
Td=18.2;
Tv=1;
C=tf([Kc*(Ti*Tv+Ti*Td) Kc*(Ti+Tv) Kc],[Ti*Tv Ti 0])
[nC, dC]=tfdata(C,'v')
```

Результатом выполнения этих операторов в командном окне MATLAB будет следующее решение:

C =

15360 s^2 + 800.8 s + 0.8

 1000 s^2 + 1000 s

Continuous-time transfer function.

$$nC = \begin{matrix} 1.0e+04 * \\ 1.5360 & 0.0801 & 0.0001 \end{matrix}$$

$$dC = \begin{matrix} 1000 & 1000 & 0 \end{matrix}$$

Таким образом, после запуска скрипт-файла в командном окне MATLAB получим необходимые результаты для использования их в качестве параметров непрерывной SIMULINK-модели всей системы стабилизации курса судна-контейнеровоза.

Далее переходим к работе с приложением SIMULINK среды MATLAB. Запустив пакет SIMULINK, вызываем из его интерфейса окно новой модели, используя меню **Blank Model**. Затем, выбирая группу элементов **Continuous** в окне **SIMULINK Library Browser**, перетаскиваем в окно новой модели элементы **Transfer Fcn** (передаточная функция) в качестве функциональных блоков исследуемой схемы (см. рис. 1). Поскольку полиномы числителя и знаменателя передаточных функций заданы в командном окне среды MATLAB, выполнив двойной щелчок мышью по каждому из блоков SIMULINK-модели, вводим в блок их параметры **nF** в поле **Numerator** и **dF** в поле **Denominator**.

Щелкнув на каждом блоке левой кнопкой мыши, изменяем его название в соответствии с названием, принятым на структурной схеме системы (см. рис. 1). Для того чтобы смоделировать ступенчатый входной сигнал, перетаскиваем блок **Sources** — **Step** из окна **Simulink Library Browser** в окно модели. Сделав двойной щелчок мышью по этому блоку, вводим 0 в поле **Step time** и $10 \cdot \pi / 180$ в поле **Final value** (изменение курса на 10°).

Для создания суммирующего элемента перетаскиваем блок **Math operation** — **Sum** из окна **Simulink Library Browser** в окно модели. Сделав двойной щелчок мышью по этому блоку, вводим $+$ в поле **List of signs** (второй вход — отрицательная обратная связь).

Для того чтобы на выходе получить значения угла рыскания и угла перекадки руля в градусах, добавим в модель два блока-усилителя (**Math operations** — **Gain**). Для каждого из них устанавливаем (щелкнув дважды по блоку) коэффициент усиления $180/\pi$.

Для получения графиков изменения угла рыскания и угла перекадки руля добавляем в модель два блока-осциллографа: **Sinks** — **Scope**. Соединив нужные входы и выходы блоков, получаем схему (рис. 2) системы стабилизации курса судна, представляющей SIMULINK-модель.

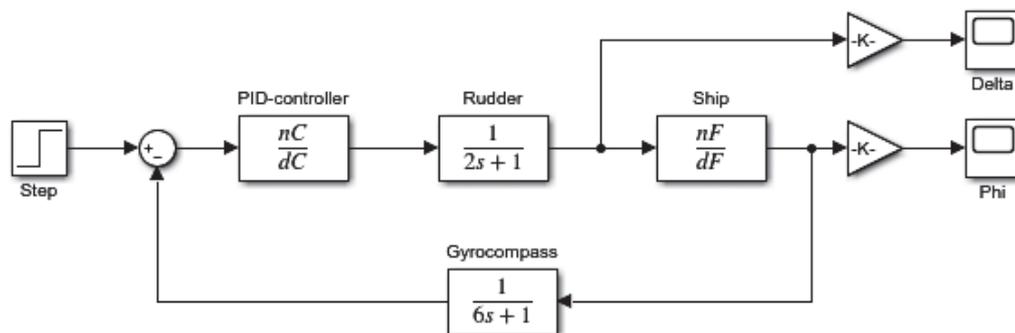


Рис. 2. SIMULINK-модель системы стабилизации судна с непрерывным регулятором

В завершение первого этапа исследуем динамику построенной SIMULINK-модели, выбрав в пункте меню модели **Simulation Model Configuration Parameters** для параметра **Stop time** значение 150, соответствующее времени моделирования 150 с. Процесс моделирования начинается с нажатия кнопки ► или вызова меню **Simulation** — **Run**.

Графики переходных процессов по параметрам δ и φ представлены, соответственно, в окнах **Phi** (рис. 3, а) и **Delta** (рис. 3, б) блоков **Scope**.

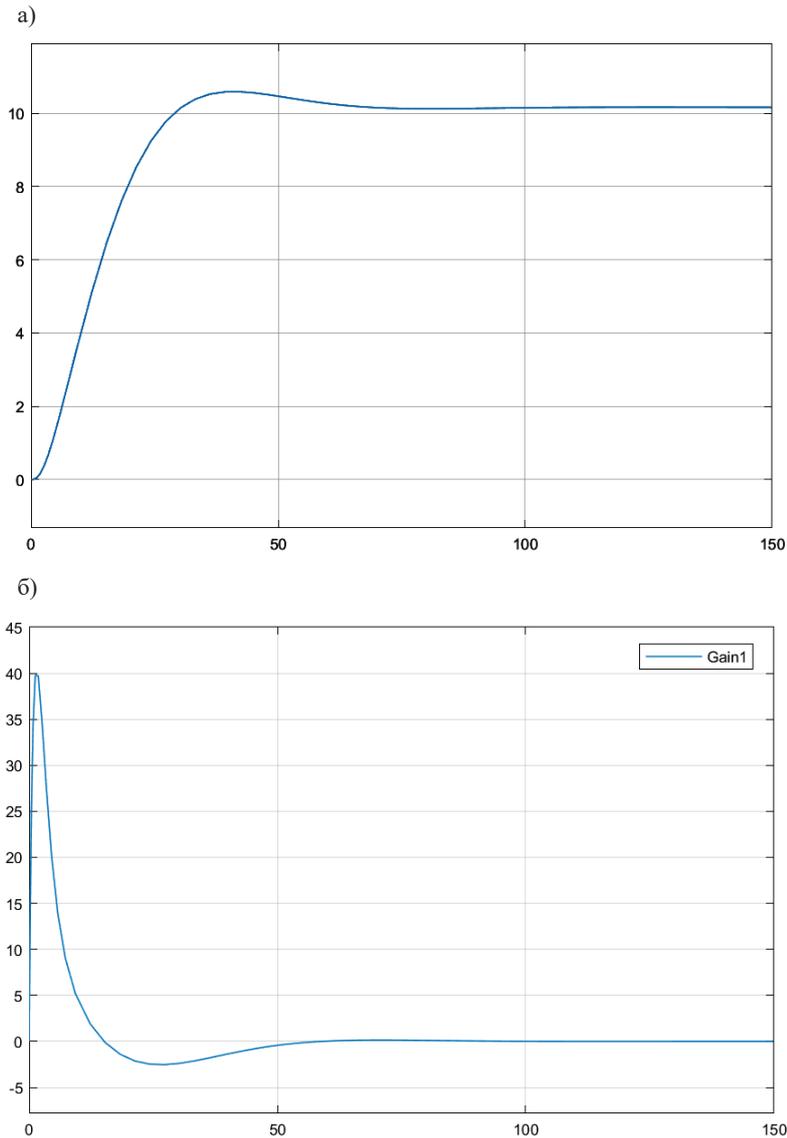


Рис. 3. Графики переходных процессов:
 а — при изменении угла рыскания φ ; б — при изменении угла поворота руля

Результаты (Results)

На втором этапе синтеза непрерывная динамическая система стабилизации преобразуется в дискретную систему путем преобразования непрерывного ПИД-регулятора в дискретный ПИД-регулятор. С этой целью используется билинейное преобразование, в котором связь дискретной переменной z с непрерывной (комплексной) переменной w описывается формулой

$$z = e^{sT_s} \approx \frac{1 + w(T_w / 2)}{1 - w(T_w / 2)}.$$

Такое преобразование позволяет избежать применения конформного преобразования $z = e^{sT}$, при котором характеристическое уравнение $a_0 + a_1 z^{-1} + \dots + a_n z^{-n} = 0$ станет трансцендентным. Таким образом, имеем эквивалентное преобразование $H(z) = H(w)$, где $w = \frac{2}{T} \frac{z-1}{z+1}$.

В среде MATLAB для перехода от непрерывной модели к дискретной по методу Тастина также используется стандартный оператор `c2d`, в который добавлен дополнительный строковый аргумент **Tustin**. С учетом этого фрагмент скрипт-файла, позволяющий построить с помощью преобразования Тастина (5) дискретный регулятор Cd , будет состоять из команд:

```
T = 1;
Cd = c2d(C, T, 'tustin');
[nCd, dCd] = tfdata(Cd, 'v').
```

Первая из них определяет интервал квантования (1 с), вторая строит дискретный регулятор Cd по передаточной функции C непрерывного регулятора с помощью преобразования Тастина,

Cd =

$$\frac{10.51 z^2 - 20.48 z + 9.973}{z^2 - 1.333 z + 0.3333}$$

Sample time: 1 seconds

Discrete-time transfer function,

а третья выделяет числитель и знаменатель передаточной функции Cd:

```
nCd =
    10.5071   -20.4797    9.9732

dCd =
    1.0000   -1.3333    0.3333.
```

Аналогичный результат можно получить путем непосредственного использования билинейного преобразования:

$$H(z) = H(w), \quad w = 2 * F_w * (z - 1) / (z + 1),$$

с помощью команды [NUMd, DENd] = bilinear(NUM, DEN, Fw), где NUM и DEN — векторы строк, содержащих коэффициенты функции числителя NUM(s) и знаменателя DEN(s) от переменной s, которые трансформируются в коэффициенты z-transform NUMd(z)/DENd(z); $F_w = 1/T_w$ — частота дискретизации.

Покажем тождественность преобразования для рассматриваемого дискретного регулятора по известной его непрерывной передаточной функции:

```
[nC,dC]=tfdata(C,'v')

nC =
    1.0e+04 *
    1.5360    0.0801    0.0001

dC =
    1000    1000    0

T=1;

[NUMd,DENd] = bilinear(nC,dC,1/T)
NUMd =
    10.5071   -20.4797    9.9732

DENd =
    1.0000   -1.3333    0.3333.
```

Обсуждение (Discussion)

Для моделирования цифровой системы управления [14] необходимо построить SIMULINK-модель, сравнив ее с исходной непрерывной моделью. В связи с этим необходимо объединить непрерывную и цифровую модели в одной схеме, в которой будут предусмотрены два блока **Scope**, на каждый из которых (через мультиплексоры) будут поступать два идентичных сигнала (δ или φ) от непрерывной и цифровой систем. С этой целью в модель (см. рис. 2) добавлен второй замкнутый контур

в составе элементов исходной схемы, представляющий параллельную ветвь относительно первого замкнутого контура.

В полученной модели удаляется блок, соответствующий непрерывному регулятору и на его место устанавливается блок **Discrete Transfer Fcn** из группы **Discrete**. Выполнив двойной щелчок мышью по этому блоку, вводим **nCd** поле **Numerator**, **dCd** поле **Denominator** и **T** поле **Sample time**. После этого на вход одного мультиплексора подаются сигналы выхода непрерывной и цифровой систем (углы рыскания), а на входы второго — сигналы управления (углы поворота руля). Выходы мультиплексора соединяются со входами усилителей перед блоками-осциллографами. Построенная таким образом обобщенная SIMULINK-модель, которая служит для сравнения двух параллельно соединенных непрерывной и цифровой систем, представлена на рис. 4.

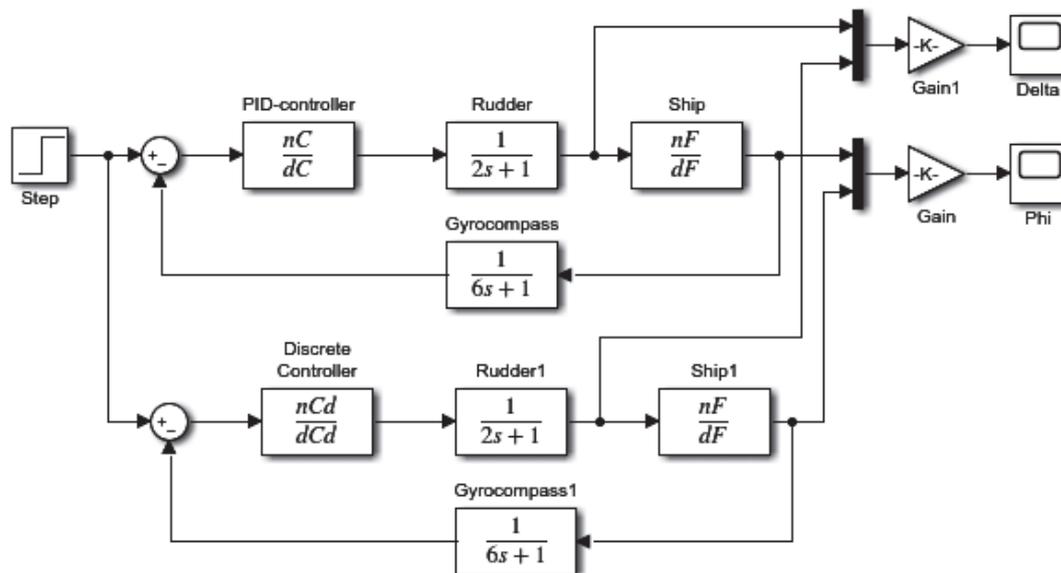


Рис. 4. Модель для сравнения непрерывной и цифровой систем

Результаты моделирования системы обобщенной SIMULINK-модели сравнения представлены в каждом окне осциллографов в виде двух графиков переходных процессов: по углу рыскания (рис. 5, а) и по углу поворота руля (рис. 5, б).

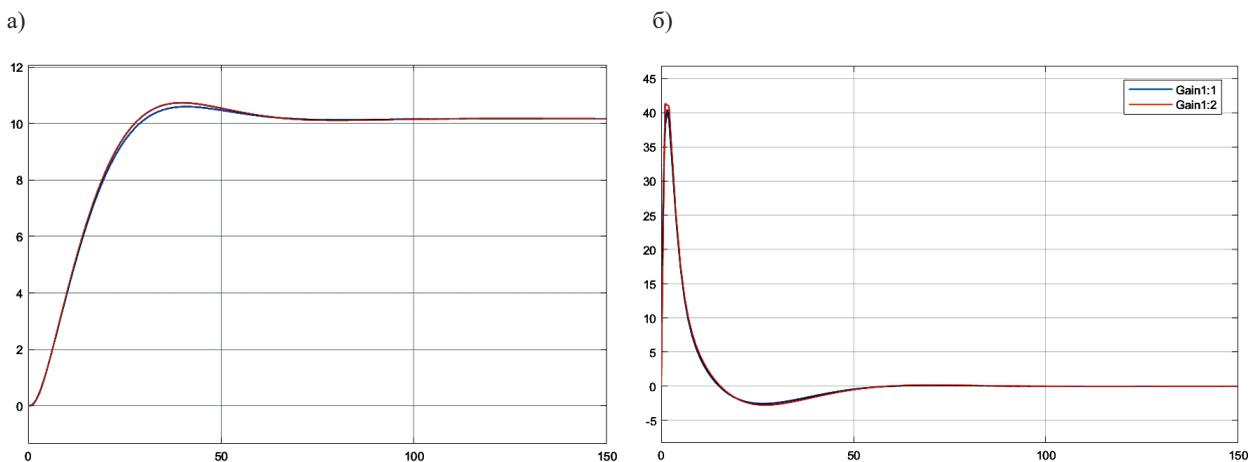


Рис. 5. Графики переходных процессов:
 а — при изменении угла рыскания; б — при изменении угла поворота руля

В каждом окне эти графики выделены разными цветами, один из которых (красный) принадлежит непрерывной системе, другой (синий) — цифровой системе.

Заключение (Conclusion)

Произведено моделирование динамики системы с аналоговым и цифровым регуляторами при входном сигнале в форме прямоугольного импульса. С этой целью векторы начальных условий регуляторов заданы так, чтобы показать асимптотическую сходимость переходных процессов угловых координат состояния судна через интервал времени, равный длительности переходного процесса в системе. Это позволяет получить численную оценку времени переходного процесса в системе стабилизации курса судна. Для модели судна с заданной структурой использование метода билинейной дискретизации применительно к синтезу цифрового ПИД-регулятора и его реализации в MATLAB позволяет путем несложных вычислительных процедур управлять динамическими составляющими движения судна при изменении его курса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Дерябин В. В.* Использование нейронных сетей для стабилизации судна на траектории / В. В. Дерябин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 4. — С. 665–678. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-665-678.
2. *Лукашкин Г. Е.* Построение системы автономного адаптивного управления судном на основе нечеткой логики / Г. Е. Лукашкин // Транспортное дело России. — 2019. — № 5. — С. 177–180.
3. *Шведов А. С.* Нечеткое математическое программирование: краткий обзор / А. С. Шведов // Проблемы управления. — 2017. — № 3. — С. 2–10.
4. *Никитин Е. Д.* Анализ и структура систем динамического позиционирования судов / Е. Д. Никитин [и др.] // Информационные технологии и системы: управление, экономика, транспорт, право. — 2017. — № 3 (21). — С. 85–90.
5. *Жеребцов В. М.* Системы автоматического управления движением судна / В. М. Жеребцов, Д. П. Клепач // Новая наука: современное состояние и пути развития. — 2016. — № 11–2. — С. 159–162.
6. *Сахаров В. В.* Алгоритмизация и синтез систем управления судовыми динамическими объектами средствами математического программирования / В. В. Сахаров, А. А. Чертков, С. В. Сабуров // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 3 (37). — С. 201–211. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-7-3-201-211.
7. *Powell J. Da.* Feedback Control of Dynamic Systems / J. Da Powell, G. F. Franklin. — 7th Edition. — Pearson, 2014. — 880 p.
8. *Sivanandam S. N.* Introduction to fuzzy logic using Matlab / S. N. Sivanandam, S. Sumathi, S. N. Deepa. — Berlin: Springer, 2007. — 430 p.
9. *Гриняк В. М.* Управление движением судна по программной траектории при параметрической неопределенности с использованием ПИД-регулятора / В. М. Гриняк, С. С. Пашин // Вестник Владивостокского государственного университета экономики и сервиса. — 2019. — Т. 11. — № 2. — С. 102–112.
10. *Чертков А. А.* Параметрическая настройка ПИД-регуляторов динамических систем средствами MATLAB / А. А. Чертков, Д. С. Тормашев, С. В. Сабуров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 5 (27). — С. 164–171. DOI: 10.21821/2309-5180-2014-6-5-164-171.
11. *Comasòlivas R.* Automatic design of robust PID controllers based on QFT specifications / R. Comasòlivas, T. Escobet, J. Quevedo // IFAC Proceedings Volumes. — 2012. — Vol. 45. — Is. 3. — Pp. 715–720. DOI: 10.3182/20120328-3-IT-3014.00121.
12. *Rajvanshi S.* Performance evaluation of various controllers designed for an industrial first order plus delay process / S. Rajvanshi, P. Juneja // International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering. — 2013. — Vol. 2. — Is. 4. — Pp. 1307–1311.
13. *Усков А. А.* Системы с нечеткими моделями объектов управления: монография / А. А. Усков. — Смоленск: СФРУК, 2013. — 153 с.
14. *Черных И. В.* SIMULINK: среда создания инженерных приложений / И. В. Черных; под общ. ред. В. Г. Потемкина. — М.: ДИАЛНОГ-МИФИ, 2004. — 491 с.
15. *Гудвин Г. К.* Проектирование систем управления / Г. К. Гудвин, С. Ф. Греббе, М. Э. Сальгадо. — М.: Бинном, 2004. — 911 с.

REFERENCE

1. Deryabin, Victor V. "Neural networks implementation for a vessel track control." *Vestnik Gosudarstvenno-go universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.4 (2018): 665–678. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-665-678.
2. Lukashkin, G. "Building a system of autonomous adaptive control of the vessel based on fuzzy logic." *Transport business of Russia* 5 (2019): 177–180.
3. Shvedov, A. S. "Nechetkoe matematicheskoe programmirovaniye: kratkii obzor." *Problemy upravleniya* 3 (2017): 2–10.
4. Nikitin, E. D., T. V. Timochkina, V. A. Miklush, and N. V. Yagotintseva. "Analysis and structure of dynamic positioning systems for ships." *Informatsionnye tehnologii i sistemy: upravlenie, ekonomika, transport, pravo* 3(21) (2017): 85–90.
5. Zherebtsov, V. M., and D. P. Klepach. "Sistemy avtomaticheskogo upravleniya dvizheniem sudna." *Novaya nauka: sovremennoe sostoyaniye i puti razvitiya* 11–2 (2016): 159–162.
6. Saharov, Vladimir V., Alexander A. Chertkov, and Sergey B. Saburov. "Algorithmic and synthesis of control systems of ship dynamic objects by means of mathematical programming." *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 3(37) (2016): 201–211. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-7-3-201-211.
7. Powell, J. Da, and Gene F. Franklin. *Feedback Control of Dynamic Systems*. 7th edition. Pearson, 2014.
8. Sivanandam, S. N., S. Sumathi, and S. N. Deepa. *Introduction to fuzzy logic using Matlab*. Berlin: Springer, 2007.
9. Grinyak, V. M., and S. S. Pashin. "Upravlenie dvizheniem sudna po programmnoi traektorii pri parametricheskoi neopredelennosti s ispol'zovaniem PID-regulyatora." *Vestnik Vladivostokskogo gosudarstvennogo universiteta ekonomiki i servisa* 11.2 (2019): 102–112.
10. Chertkov, Alexander A., Dmitry S. Tormashov, and Sergei V. Saburov. "Dynamic systems parametric arrange by means PID tuner in MATLAB." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 5(27) (2014): 164–171. DOI: 10.21821/2309-5180-2014-6-5-164-171.
11. Comasòlivas, R., T. Escobet, and J. Quevedo. "Automatic design of robust PID controllers based on QFT specifications." *IFAC Proceedings Volumes* 45.3 (2012): 715–720. DOI: 10.3182/20120328-3-IT-3014.00121.
12. Rajvanshi, Saurabh, and Pradeep Juneja. "Performance evaluation of various controllers designed for an industrial first order plus delay process." *International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering* 2.4 (2013): 1307–1311.
13. Uskov, A. A. *Sistemy s nechetkimi modelyami ob'ektov upravleniya. Monografiya*. Smolensk: SFRUK, 2013.
14. Chernykh, I. V. *SIMULINK: sreda sozdaniya inzhenernykh prilozhenii*. Edited by V. G. Potemkin. M.: DIALNOG-MIFI, 2004.
15. Gudvin, G. K., S. F. Grebe, and M. E. Sal'gado. *Proektirovaniye sistem upravleniya*. M.: Binom, 2004.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Сахаров Владимир Васильевич —
 доктор технических наук, профессор
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
 адмирала С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация,
 Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
 e-mail: _saharov_@rambler.ru,
SaharovVV@gumrf.ru

Чертков Александр Александрович —
 доктор технических наук, доцент
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
 адмирала С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация,
 Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
 e-mail: chertkov51@mail.ru,
kaf_electricautomatic@gumrf.ru

Saharov, Vladimir V. —
 Dr. of Technical Sciences, professor
 Admiral Makarov State University
 of Maritime and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 e-mail: _saharov_@rambler.ru,
SaharovVV@gumrf.ru

Chertkov, Alexandr A. —
 Dr. of Technical Sciences, associate professor
 Admiral Makarov State University
 of Maritime and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 e-mail: chertkov51@mail.ru,
kaf_electricautomatic@gumrf.ru

Каск Ярослав Николаевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация,
Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: rgam2010@yandex.ru,
kaf_electricautomatic@gumrf.ru

Kask, Yaroslav N. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: rgam2010@yandex.ru,
kaf_electricautomatic@gumrf.ru

*Статья поступила в редакцию 4 ноября 2020 г.
Received: November 4, 2020.*

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-989-995

STUDYING THE WIND AND WAVE EFFECTS INFLUENCE ON THE SHIP DURING THE TRANSITION TO DRIFT

A. A. Zhelezniak

Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russian Federation

Most of the calculations that have to be performed when solving navigational tasks are approximate, because of the assumptions that are made in this case, as well as approximate values of the quantities that are used in the calculations. Algorithms for practical calculations to take into account the disturbances influence on the maneuvering process are not available for all types of disturbances. The result of the wind action on the ship is difficult to determine exactly. With a weak headwind, the ship loses little speed, and slightly increases it when such a wind is from the stern. With a strong wind, the ship's course decreases both with a headwind and with a tailwind. The reason for this is the wave action, which develops with the wind and increases the resistance to the ship movement. The issue of studying the wind influence on the ship seaworthiness is considered and the task of creating a model for taking into account the ship behavior when observing its drift without running is set in the paper. At solving this problem, the methods of ship theory (for analyzing the dynamics and kinematics of the ship), mathematical modeling, the theory of static analysis and full-scale experiment are used. During the full-scale experiment, the vessel behavior when mooring to it during catching process from a purse seine is considered, and observations of drift without running on a medium fishing freezer trawler during fishing with the purse seine in the Black Sea are also made. The performed studies allow us to obtain data for determining the speed and angle of drift when planning a mooring for receiving a catch in the case of steady drift. This allows us to determine the value of the ratio of dimensionless coefficients of transverse aero and hydrodynamic forces for the case of steady drift.

Keywords: model, draft, ship, drift, pitching theory.

For citation:

Zhelezniak, Aleksandr A. "Studying the wind and wave effects influence on the ship during the transition to drift." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 989–995. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-989-995.

УДК 656.61

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕТРОВЫХ И ВОЛНОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА СУДНО ПРИ ПЕРЕХОДЕ В ДРЕЙФ

А. А. Железняк

ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»,
г. Керчь, Российская Федерация

Отмечается, что большинство вычислений, которые приходится выполнять при решении судоводительских задач, являются приближенными, из-за допущений, которые при этом принимаются, а также значений величин, используемых в расчетах. Подчеркивается, что алгоритмы практических расчетов для учета влияния возмущений на процесс маневрирования имеются далеко не для всех видов возмущений. Результат действия ветра на судно определить точно затруднительно. При слабом встречном ветре судно мало теряет скорость и слегка увеличивает ее при таком ветре с кормы. При сильном ветре ход судна уменьшается как при встречном, так и при попутном ветре. Причиной этого является действие волнения, которое развивается при ветре, увеличивая сопротивление движению судна. В работе рассматривается вопрос изучения влияния ветра на мореходные качества судна и предложено решение задачи создания модели учета поведения судна при наблюдении его дрейфа без хода. При решении данной задачи использованы методы теории корабля (для анализа динамики и кинематики судна), математического моделирования, теории статического анализа и натурный эксперимент. В ходе натурального эксперимента было рассмотрено поведение судна при выполнении швартовки к нему в процессе улова из кошелькового невода, а также проведены наблюдения дрейфа без хода на среднем рыболовном морозильном траулере в период промысла кошельковым неводом в акватории Черного моря. Выполненные исследования позволили получить данные

для определения скорости и угла дрейфа при планировании швартовки для приема улова в случае установившегося дрейфа и определить величину отношения безразмерных коэффициентов поперечной аэро- и гидродинамической сил при установившемся дрейфе.

Ключевые слова: модель, осадка, судно, дрейф, теория качки.

Для цитирования:

Железняк А. А. Исследование влияния ветровых и волновых воздействий на судно при переходе в дрейф / А. А. Железняк // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 989–995. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-989-995.

Введение (Introduction)

Способность судна перемещаться в условиях ветра, волнения, течения и воздействия мелководья определяется его мореходными качествами, которые устанавливаются при проектировании и постройке судна. Расчеты, связанные с проектированием судов, являются сложными и выполняются специалистами кораблестроителями. Способы расчета и контроля остойчивости и прочности применяются в период погрузки-выгрузки судна и в течение рейса в море. Мореходные качества судна, которые изменяются в процессе эксплуатации, в значительной степени зависят от загрузки судна. Так, с помощью изменения распределения на судне грузов можно изменять его мореходные качества. Для этого оператор должен уметь выполнять необходимые расчеты. Для уточнения моделей учета влияния ветра на движение судна были выполнены наблюдения в натуральных условиях дрейфа судна без хода и предложена модель учета этого влияния на процесс торможения. В ходе проведения эксперимента было выявлено, что при появлении внешних возмущений происходит увеличение сопротивления движению, падает скорость хода, изменяется осадка и существенно изменяются маневренные свойства судна, причем величину этих изменений судоводитель не всегда может вычислить. Поэтому значительный интерес представляет оценка влияния ветра, сопутствующего ему волнения, а также мелководья на поведение судна.

Под действием ветра происходит боковое перемещение со скоростью V_α за счет аэродинамической силы R_{ay} с плечом l_a . При этом возникает угол ветрового дрейфа α и судно перемещается со скоростью $\vec{V} = \vec{V}_d + \vec{V}_\alpha$.

При движении с углом дрейфа на корпусе возникает гидродинамическая сила $R_{гy}$ с плечом l_r . Плечо аэродинамической силы в длинах корпуса определяют по приближенной формуле К. К. Федяевского:

$$\bar{L}_a = 0,5 + \frac{l_{цп}}{L} - \frac{q_w^\circ}{360^\circ}, \quad (1)$$

где L — длина судна между перпендикулярами, м; $l_{цп}$ — расстояние центра парусности (ЦП) от мидель-шпангоута, м; q_w° — курсовой угол кажущегося ветра.

В формуле (1) плечо аэродинамической силы имеет знак «+», если ЦП смещен в нос от миделя и знак «-» при его смещении в корму. Следует отметить, что расположение ЦП по длине судна зависит от размеров и расположения надстроек, дифферента судна и его осадки [1]. Эти данные, которые обычно рассчитывают при постройке судна, имеются в судовых документах. Таким образом, на судно действует аэродинамическая сила, момент которой $M_a = R_{ay} l_a$ стремится развернуть судно относительно вертикальной оси лагом к ветру.

Поперечная составляющая $R_{гy}$ силы сопротивления воды движению создает момент M_r , который направлен в сторону, противоположную моменту аэродинамической силы. По этой причине для удержания судна на курсе необходимо переложить руль, чтобы момент на нем компенсировал разность моментов аэро- и гидродинамических сил, т. е. $M_p \geq M_a + M_r$. Когда это условие не выполняется, наступает потеря управляемости. Плечо гидродинамической силы l_r в безразмерном виде определяется следующим образом:

$$\bar{l}_r = 0,5 + \frac{l_{\text{BC}}}{L} - \frac{\alpha^\circ}{180^\circ}, \quad (2)$$

где l_{BC} — расстояние от центра бокового сопротивления до миделя; α° — угол дрейфа.

Для изучения влияния ветра и получения модели учета поведения судна были проведены натурные наблюдения дрейфа судна без хода.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Теоретическое исследование вопросов выбора оптимальной формы корпуса для обеспечения необходимой мореходности выполнено в работах В. Г. Сизова, а влияние мелководья на процесс движения рассмотрено в работах Ю. Л. Воробьева. Исходя из анализа этих работ, характеристика влияния ветра на корпус судна определяется величинами скорости кажущегося ветра W и курсового угла q_w (рис. 1).

При остановке главного двигателя время перехода судна в состояние дрейфа без хода зависит от скорости и курса, которым оно следовало до этого. Для сокращения времени перехода к дрейфу рекомендуется использовать активное торможение [2]. После остановки главного двигателя судно под действием аэродинамических сил и силы от воздействия волн начинает перемещаться с определенной скоростью относительно воды (рис. 2).

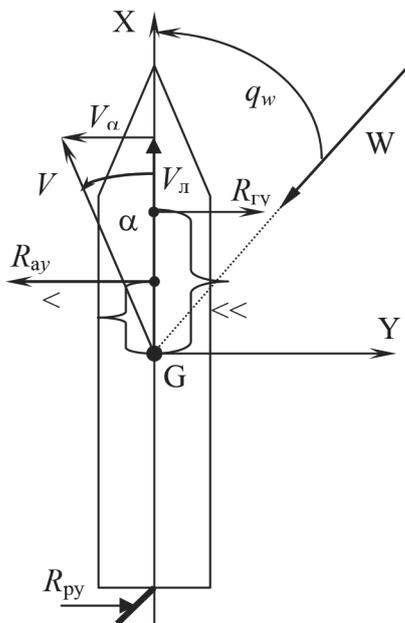


Рис. 1. Действие кажущегося ветра на судно

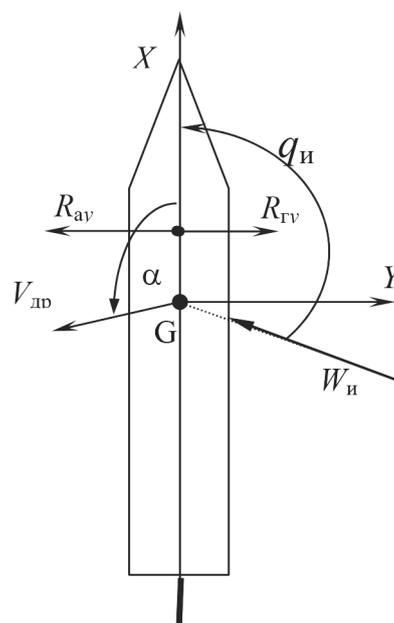


Рис. 2. Расположение сил при дрейфе без хода

Для расчета разгона при дрейфе без хода, т. е. определения времени достижения установившейся скорости $V_{\text{др}}$ и пути, используем дифференциальное уравнение движения, исходя из предположения, что моменты сил, действующих на судно уравновешены:

$$-m_y \frac{dV_y}{dt} - R_{\text{гв}} + R_{\text{ав}} + R_{\text{вв}} = 0, \quad (3)$$

где $R_{\text{гв}}$, $R_{\text{ав}}$, $R_{\text{вв}}$ — поперечная составляющая возмущающих сил.

Результаты (Results)

Для изучения поведения судна при выполнении швартовки к нему при приеме улова из кошелькового невода были проведены промышленные наблюдения дрейфа без хода на среднем рыболовном морозильном траулере проекта 502 (СРТМ 502) в период промысла в акватории

Черного моря. Средняя осадка при натуральных наблюдениях была равна 3,8–3,9 м при дифференте на корму около 1 м и водоизмещении 1150 т. Траекторные измерения проводились по свободно плавающему ориентиру — бую: пеленг определялся оптическим пеленгатором, расстояние — секстаном по углу снижения. СКП измерения пеленга составляет 0,3–0,4°, расстояния — 4–6 м.

Выполненные исследования позволили получить данные для определения скорости и угла дрейфа при планировании швартовки для приема улова. Они подтвердили линейную зависимость $V_{др}$ от $W_{и}$ при скорости ветра до 15 м/с. При дальнейшем усилении ветра бортовая, килевая качки и рыскание значительно снижают точность траекторных измерений. Использование метода наименьших квадратов позволило получить эмпирическую формулу для определения скорости свободного дрейфа:

$$V_{гдр} = -0,014 + 0,049W_{и}. \quad (4)$$

Приведенные значения коэффициентов в формуле (4) справедливы только для данного типа судна [3], [4], однако методика определения значения аэродинамического коэффициента, на основе наблюдения дрейфа без хода, может быть использована на любом судне.

Обсуждение (Discussion)

Рассмотрим характер сил, входящих в уравнение (3). Взаимодействие корпуса судна с волной представляет собой весьма сложный физический процесс. На основе на линейной теории качки Я. И. Войткунского было предложено оценивать проекции указанной силы на оси, связанные с судном, следующей зависимостью:

$$R_{vy} = 0,5\gamma L h_{3\%} K_{vy}, \quad (5)$$

где K_{vy} , m_{vy} — безразмерные волновые коэффициенты, которые зависят от размеров судна, $h_{3\%}$ — высота волны 3 %-й обеспеченности [5], [6].

Зависимость между высотой развитого волнения и скоростью истинного ветра можно определить из известных соотношений:

$$\tau = 0,65K_E W_{и}, \quad \lambda = 1,55\tau^2 = 0,655K_E^2 W_{и}^2, \quad (6)$$

где τ — период бега волн; λ — длина волны; $W_{и}$ — скорость истинного ветра; K_E — коэффициент роста (для развитого волнения его принимают равным 0,8).

Используя соотношения между $h_{3\%}$ и длиной волны развитого волнения $\lambda = (11...16)h_{3\%}$, получим

$$h_{3\%} = 0,03W_{и}^2. \quad (7)$$

С учетом приведенных зависимостей формулу можно записать:

$$R_{vy} = 4 \cdot 10^{-4} \rho g L K_{vy} W_{и}^2 = C_v W_{и}^2, \quad (8)$$

где C_v — коэффициент возмущающей силы.

Силу гидродинамического сопротивления определяют с учетом того, что $V_y \approx V_{др}$ при установившемся дрейфе:

$$R_{гy} = 0,5C_y \rho S_{п} V_{др}^2, \quad (9)$$

где C_y — безразмерный коэффициент поперечной гидродинамической силы;

$S_{п}$ — площадь проекции подводной части корпуса судна на ДП.

Значение C_y можно определить по формуле, предлагаемой Н. И. Анисимовой, которая в случае свободного дрейфа (при $\alpha \approx 90^\circ$) примет вид $C_y \approx C_2$ [5]. С учетом этого формулу (9) можно записать в виде

$$R_{гy} = 0,5C_2 \rho S_{п} V_{др}^2 = K V_{др}^2. \quad (10)$$

Аэродинамическую силу R_{ay} обычно определяют по формуле

$$R_{ay} = 0,5 C_{ay\ 90^\circ} \rho_B S_H W_{и}^2 = K_{и} W_{и}^2. \quad (11)$$

С учетом приведенных зависимостей уравнение (3) можно записать в виде

$$m \frac{dV}{dt} - KV^2 + (K_{и} + C_B) W_{и}^2 = 0. \quad (12)$$

После разделения переменных и интегрирования в пределах от $V = 0$ до $V = V_{др}$ получим выражения для определения времени и пути разгона при дрейфе из неподвижного состояния:

$$t = \frac{m}{2K} \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{K_{и}}{K} + \frac{C_B}{K}\right) W_{и}^2 - V_{др}}}{\sqrt{\left(\frac{K_{и}}{K} + \frac{C_B}{K}\right) W_{и}^2 + V_{др}}}; \quad (13)$$

$$S = \frac{1}{2} \ln \frac{\left(\frac{K_{и}}{K} + \frac{C_B}{K}\right) W_{и}^2}{\left(\frac{K_{и}}{K} + \frac{C_B}{K}\right) W_{и}^2 - V_{др}^2}. \quad (14)$$

Для установившегося дрейфа, когда $R_{ay} \approx R_{гy}$, и известных значений $V_{др}$, α , $W_{и}$ и $q_{и}$ полученных из натуральных наблюдений, можно определить величину отношения безразмерных коэффициентов поперечной аэро- и гидродинамической сил $C_{ay\ 90^\circ} / C_2$ [7], [8]. С учетом того, что подводная часть судна хорошо моделируется, достаточно подробно исследованы и имеются корректные аналитические зависимости для расчета значения коэффициентов поперечной гидродинамической силы из зависимости

$$\frac{C_{ay\ 90^\circ}}{C_2} = \frac{\rho S_{п} V_{др}^2 \sin^2 \alpha}{\rho_B S_H W_{и}^2 \sin q_{и}}, \quad (15)$$

можно получить значение коэффициента поперечной аэродинамической силы.

Указанное обстоятельство имеет большое значение, поскольку способы получения коэффициента поперечной аэродинамической силы, кроме определения из модельного эксперимента и сугубо приближенных расчетов, в специальной литературе не описаны. На это указывают исследователи в своих работах [9], [10]. По этой причине способ определения аэродинамического коэффициента по результатам промышленного эксперимента является, пожалуй, единственно возможным средством проверки правильности формул для его количественного определения.

Скорость установившегося дрейфа можно определить из формулы (15):

$$V_{др} = \frac{W_{и}}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{C_{ay\ 90^\circ}}{C_2} \frac{\rho_B}{\rho} \frac{S_H}{S_{п}} \sin q_{и}} \approx K_{др} W_{и}, \quad (16)$$

где $K_{др}$ — коэффициент дрейфа, определяемый из натуральных наблюдений для состояния конкретного судна в грузу или в балласте.

Угол дрейфа (см. рис. 2) по наблюдаемому курсовому углу ветра можно определить по формуле

$$\alpha = \arcsin \frac{W_{и}}{V_{др}} \sqrt{\frac{C_{ay\ 90^\circ}}{C_2} \frac{\rho_B}{\rho} \frac{S_H}{S_{п}} \sin q_{и}}. \quad (17)$$

Выводы (Conclusions)

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Внутренние возмущения возникают непосредственно на объекте управления и приводят к неустойчивости учитываемых параметров и маневренных свойств.

2. Источниками внутренних возмущений являются:
 - несоблюдение скорости перекладки руля, требуемой нормативами;
 - колебания в скорости вращения гребного винта;
 - нестабильная работа гребного винта из-за качки;
 - задержки при выполнении команд по управлению движением судна;
 - погрешности в согласовании датчиков органов управления и контроля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жиленков А. А. Моделирование процесса повышения надежности автоматических систем управления в автономных системах объектов морского транспорта / А. А. Жиленков, И. Л. Титов, С. Г. Черный // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 4 (32). — С. 198–207.
2. Печенюк А. В. Численное моделирование работы гребного винта в составе судовой винторулевой колонки / А. В. Печенюк // Инженерные системы-2017: Труды Международного форума. — М.: Инжиниринговая компания «ТЕСИС», 2017. — С. 99–109.
3. Таранов А. Е. Численное моделирование динамики судна в задачах управляемости и качки / А. Е. Таранов, А. Э. Блищик // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2018. — № 2(384). — С. 29–38. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-384-29-38.
4. Токарев П. Н. Метод определения гидродинамических усилий на корпусе судна при произвольном плоском движении судна / П. Н. Токарев // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. — 2017. — № 52. — С. 191–205.
5. Борисов Р. В. Качка корабля: учеб. пособие / Р. В. Борисов, В. Ю. Семенова. — СПб.: СПбГМТУ, 2009. — 76 с.
6. Molland A. F. Ship resistance and propulsion: practical estimation of ship propulsive power / A. F. Molland, S. R. Turnock, D. A. Hudson. — Cambridge, GB: Cambridge University Press, 2011. — 544 p.
7. Paik K. J. Numerical study on the hydrodynamic characteristics of a propeller operating beneath a free surface / K. J. Paik // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. — 2017. — Vol. 9. — Is. 6. — Pp. 655–667. DOI: 10.1016/j.ijnaoe.2017.02.006.
8. Kinnas S. A. Numerical modeling of a marine propeller undergoing surge and heave motion / S. A. Kinnas, Y. Tian, A. Sharma // International Journal of Rotating Machinery. — 2012. — Vol. 2012. DOI: 10.1155/2012/257461.
9. Zhilenkov A. Investigation performance of marine equipment with specialized information technology / A. Zhilenkov, S. Chernyi // Procedia Engineering. — 2015. — Vol. 100. — Pp. 1247–1252. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.01.490.
10. Yabuki H. On the Development of an Anchor Watch Supporting System for Small Merchant Ships / H. Yabuki, T. Takemoto, K. Yamashita, S. Saitoh // TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. — 2012. — Vol. 6. — No. 3. — Pp. 331–335.

REFERENCES

1. Zhilenkov, A. A., I. L. Titov, and S. G. Cherny. “Modeling of increasing the reliability automatic control systems in autonomous systems for maritime transport objects.” *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 4(32) (2015): 198–207.
2. Pechenyuk, A. V. “Chislennoe modelirovanie raboty grebnogo vinta v sostave sudovoi vintorulevoi kolonki.” *Inzhenernye sistemy-2017: Trudy Mezhdunarodnogo foruma*. M.: Inzhiniringovaya kompaniya «TESIS», 2017. 99–109.
3. Taranov, Andrey Ye., and Artem E. Blishchik. “Numerical simulation of ship dynamics in terms of maneuverability and motions.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 2(384) (2018): 29–38. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-384-29-38.
4. Tokarev, P.N. “Method of determination hydrodynamic efforts on the ships hull with indirect flat traffic.” *Vestnik Volzhskoi gosudarstvennoi akademii vodnogo transporta* 52 (2017): 191–205.
5. Borisov, R. V., and V. Yu. Semenova. *Kachka korablya: uchebnoe posobie*. SPb.: SPbGMTU, 2009.

6. Molland, A. F., S. R. Turnock, and D. A. Hudson. *Ship resistance and propulsion: practical estimation of ship propulsive power*. Cambridge, GB: Cambridge University Press, 2011.

7. Paik, Kwang-Jun. “Numerical study on the hydrodynamic characteristics of a propeller operating beneath a free surface.” *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 9.6 (2017): 655–667. DOI: 10.1016/j.ijnaoe.2017.02.006.

8. Kinnas, Spyros A., Ye Tian, and Abhinav Sharma. “Numerical modeling of a marine propeller undergoing surge and heave motion.” *International Journal of Rotating Machinery* 2012 (2012). DOI: 10.1155/2012/257461.

9. Zhilenkov, Anton, and Sergei Chernyi. “Investigation performance of marine equipment with specialized information technology.” *Procedia Engineering* 100 (2015): 1247–1252. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.01.490.

10. Yabuki, H., T. Takemoto, K. Yamashita, and S. Saitoh. “On the Development of an Anchor Watch Supporting System for Small Merchant Ships.” *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation* 6.3 (2012): 331–335.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Железняк Александр Александрович —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО «Керченский государственный
морской технологический университет»
298309, Российская Федерация, Керчь,
ул. Орджоникидзе, 82
e-mail: zheleznyak13@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Zhelezniak, Aleksandr A. —
PhD
Kerch State Maritime Technological
University
82 Ordzhonikidze Str., Kerch, 298309,
Russian Federation
e-mail: zheleznyak13@mail.ru

Статья поступила в редакцию 7 ноября 2020 г.

Received: November 7, 2020.

CONTAINERIZATION AS THE NEXT STAGE IN THE DEVELOPMENT OF TRANSPORT SYSTEMS

A. V. Galin¹, E. A. Davydenko²

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Baltic Fishing Fleet State Academy, Kaliningrad, Russian Federation

The requirements for the priority transport development, as one of the forces of the society development are substantiated in the paper. The requirements for modern transport systems as to the next stage of the production process, as well as for the source of competitive advantage in terms of price and service, are formulated. The reasons for containerization occurrence are considered in the paper. Special attention is paid to the containers standardization as reusable means, the stages of standardization are given, the role of the Russian Federation in the development of containerization and new types of containers is determined. A modern classification of the types of existing containers is presented. The stages of the container fleet development for the entire period of its existence are indicated, the patterns of the fleet development are revealed. The development of the container fleet took place in several stages and was aimed, on the one hand, at increasing the capacity of ships in order to implement the principle of “economies of scale”, that is, reducing the cost of transporting one container, and on the other hand, at increasing the speed of ships movement and the speed of handling ships in the port by using a cellular system for placing containers to reduce the delivery time of goods. The principles of the integrated development of containerization as a modern global transport system are revealed and formulated, its role in the integrated delivery of goods is shown. It is noted that the initial development of containerization in maritime transport influenced the development of other modes of transport, and this led to new forms of their interaction, to the formation of a continuous transport chain, including “land bridges” and main feeder container delivery systems. It is substantiated in the paper that containerization has become the next step in the development of transport systems, bringing society closer to the system of ideal delivery of goods, which means the implementation of a combination of the following factors: the time and cost of delivery should be minimal and ideally tend to zero, delivery of goods should be carried out in any consignments, constant availability.

Keywords: container, transport system, containerization, intermodal transportation, container fleet.

For citation:

Galın, Aleksandr V., and Evgeny A. Davydenko. “Containerization as the next stage in the development of transport systems.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 996–1003. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-996-1003.

УДК 656.6

КОНТЕЙНЕРИЗАЦИЯ КАК ОЧЕРЕДНОЙ ЭТАП РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

А. В. Галин¹, Е. А. Давыденко²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота,
Калининград, Российская Федерация

В обзорной статье рассмотрены требования к приоритетному развитию транспорта как к одной из движущих сил развития общества. Сформулированы требования, предъявляемые к современным транспортным системам, а также к источнику конкурентного преимущества в плане цены и сервиса. В работе рассмотрены причины возникновения контейнеризации. Особое внимание уделено стандартизации контейнеров как многооборотной тары, приведены этапы стандартизации, определена роль России в развитии контейнеризации и разработки новых типов контейнеров. Приведена современная классификация типов существующих контейнеров. Указаны этапы развития контейнерного флота за весь период его суще-

ствования, выявлены закономерности развития флота. Отмечается, что развитие контейнерного флота происходило в несколько этапов и было направлено, с одной стороны, на рост вместимости судов для реализации принципа «экономии от масштаба», т. е. удешевления стоимости перевозки одного контейнера, а с другой стороны, на увеличение скорости движения судов и скорости обработки судов в порту путем использования ячеистой системы размещения контейнеров для уменьшения срока доставки товаров. Выявлены и сформулированы принципы комплексного развития контейнеризации как современной глобальной транспортной системы, показана ее роль в комплексной доставке грузов. Отмечается, что первоначальное развитие контейнеризации на морском транспорте оказало влияние на развитие других видов транспорта, что привело к новым формам их взаимодействия и образованию непрерывной транспортной цепи, включающей «сухопутные мосты» и магистрально-фидерные системы доставки контейнеров. В работе приведено обоснование того, что контейнеризация является очередным шагом в развитии транспортных систем, приблизившим общество к модели идеальной доставки грузов, под которой понимается реализация совокупности следующих факторов: время и стоимость доставки должны быть минимальными и в идеале стремиться к нулю, доставка грузов должна осуществляться любыми партиями, ее приоритетами должны быть постоянное наличие и доступность.

Ключевые слова: контейнер, транспортная система, контейнеризация, интермодальные перевозки, контейнерный флот.

Для цитирования:

Галин А. В. Контейнеризация как очередной этап развития транспортных систем / А. В. Галин, Е. А. Давыденко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 996–1003. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-996-1003.

Введение (Introduction)

На современном этапе развития общества транспорт представляет собой не столько отдельную отрасль, сколько последующую стадию производственного процесса — источник конкурентного преимущества в плане цены и сервиса (лучшее качество, своевременная и точная доставка и т. д.). Для реализации этого преимущества транспортные системы должны иметь следующие характеристики:

- возможность перемещения товаров и сырья любыми партиями от места производства до места потребления;
- поставка товаров, осуществляемая по принципу «точно в срок», позволяет оптимизировать расходы по хранению и подготовке товаров к продаже;
- стоимость перевозки как дополнительный ресурс конкурентоспособности должна быть минимальной;
- отсутствие повреждений и коммерческого брака при перемещении грузов;
- информационное обеспечение перевозки позволяет корректировать процесс доставки в режиме реального времени при необходимости;
- постоянная доступность транспортных средств.

Таким образом, одним из основных условий успешного экономического развития общества является создание и введение в эксплуатацию глобальной транспортной системы, которая сможет поддержать и обеспечить транспортную составляющую процесса развития человеческого общества. Без наличия такой системы весь этот процесс в принципе невозможен [1].

Методы и материалы (Methods and Materials)

Идея контейнеризации. Автором реализации контейнерных перевозок считается Малкольм Маклин. 26 апреля 1956 г. переоборудованный танкер «Идеал Х», принадлежащий компании SeaLand, выполнил свой первый рейс между Нью-Йорком и Хьюстоном, перевезя на борту 58 контейнеров [2].

Сама по себе идея укрупнения грузовых единиц не нова. В истории развития транспортной индустрии предлагались более или менее успешные способы ее реализации. Так, в конце XVIII в. в Великобритании на канале Бриджуотер (Bridgewater Canal) использовались деревянные ящики для упрощения перегрузки угля на баржи и с барж [3]. В 20-х гг. XX в. был применен и стандартизирован

контейнер для железнодорожных перевозок организацией RCH (Railway Clearing House). Известны и другие попытки использования укрупненных единиц для грузов. Тем не менее ни одна из этих систем не получила широкого распространения. Свое начало контейнеризация в том виде, в котором она существует сейчас, берет именно от М. Маклина, который создал законченную функционирующую модель контейнерных перевозок, предложив комплексное решение задачи, а именно: собственно контейнер, судно-контейнеровоз и автомобильную контейнерную площадку, а также логистическое взаимодействие этих составляющих [4].

Стандартизация контейнера. Важным шагом в развитии контейнерных перевозок как глобальной транспортной системы была Международная сертификация и стандартизация контейнера. Международная организация по стандартизации ИСО (International Organization for Standardization, ISO) разработала и юридически оформила четыре документа, явившихся основой для стандартизации контейнеров как многооборотной тары. Номера и общее содержание документов приведены в следующей таблице [5]:

Стандартизация контейнеров

Номер документа	Содержание	Год принятия
R-688	Терминология, размеры и характеристики контейнеров	Январь 1968
R-790	Способы маркировки и идентификации контейнеров	Июль 1968
R-1161	Требования к угловым фитингам (креплению контейнеров)	Январь 1970
R-1897	Минимальные внутренние размеры	Октябрь 1970

Таким образом, в мире был создан единый стандарт укрупненной грузовой единицы и единый стандарт системы крепления на различных транспортных средствах, послуживший основой развития как системы адаптации различных грузов для перевозки в контейнерах, так и создания различных (специализированных) видов контейнеров для перевозки грузов.

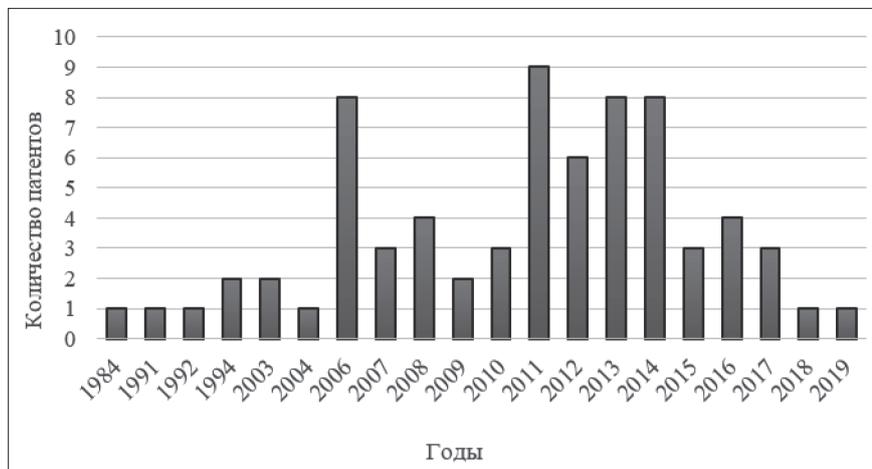
Советский Союз, а позже Российская Федерация как глобальный международный торговый партнер и активный участник международной транспортной системы приняли активное участие в развитии нового вида перевозок. Так, в 1984 г. в СССР был зарегистрирован первый патент на «Контейнер для текучих материалов» [6], а в 1992 г. — патент на «Контейнер для сыпучих и штучных грузов» [7]. Развитие контейнеризации в стране происходило комплексно на всех видах транспорта. Так, в 2008 г. был разработан и запатентован Российскими железными дорогами (ОАО «РЖД») «Контейнер для перевозки штучных грузов повышенной прочности и коррозионной стойкости» [8]. В 2017 г. одному из операторов железнодорожного транспорта был выдан патент на «Комбинированный контейнер для перевозки жидких и штучных грузов» [9].

Благодаря удобству перемещения, скорости проведения погрузочно-разгрузочных работ контейнеризация нашла применение и в других областях. Так, в 2011 г. был выдан патент на «Грузовой контейнер для модуля вооружения» и «Контейнерный комплекс ракетного оружия» [10], в 2014 г. — патент на «Мобильный центр обработки данных» [11]. В течение всего периода было выдано более семидесяти патентов на разработки в области контейнеризации, основной пик пришелся на 2011–2014 гг., что соответствует растущей активности роста контейнерных перевозок в первом десятилетии XXI в. (см. схему).

В настоящее время все существующие контейнеры разделены на три типа [12]:

- контейнеры общего назначения;
- контейнеры специального назначения: вентилируемые, открытые сверху или сбоку, контейнеры-платформы;

– контейнеры для режимных грузов: изотермические, термоизолированные, рефрижераторные (с пополняемым хладагентом, либо с машинным охлаждением), отопляемый контейнер, контейнеры-цистерны, контейнеры для сыпучих грузов, автомобилей, скота и т. п.



Патенты на контейнеризацию

Контейнерный флот. Развитие контейнерного флота происходило в несколько этапов и было направлено, с одной стороны, на рост вместимости судов для реализации принципа «экономии от масштаба», т. е. удешевления стоимости перевозки одного контейнера, с другой, — на увеличение скорости движения судов и скорости обработки судов в порту путем использования ячеистой системы размещения контейнеров для уменьшения срока доставки товаров.

Поэтапное развитие контейнерного флота можно представить в следующем виде.

1. *Начало строительства специализированных судов.* До 1969 г. суда, перевозящие контейнеры, были в основном, переоборудованы из сухогрузов или танкеров. В среднем они имели вместимость порядка 750–1000 контейнеров, осадку около 9 м, скорость 18–20 уз и были оснащены судовыми кранами для перегрузки контейнеров. В 1969 г. было введено в эксплуатацию первое судно, специально спроектированное и построенное для перевозки контейнеров. Данное событие ознаменовало новый период в создании специализированных контейнерных судов на первоначальном этапе с вместимостью в пределах 1000–1500 контейнеров и скоростью до 27 уз. Отличительной особенностью этих судов было отсутствие грузового вооружения (подразумевалось использование береговых кранов). Это, с одной стороны, увеличило производительность перегрузочных работ, а с другой, высвобождало место на верхней палубе для перевозки контейнеров.

2. *Достижение размеров Panamax.* Суда, построенные до начала 70-х гг. XX в., имели вместимость в пределах 1000–2500 контейнеров, осадку до 10 м и скорость 22–26 уз. Построенные в этот период суда были первыми контейнерными судами типа Panamax, с размерами, позволяющими проходить через шлюзы Панамского канала (ограничения по длине суда 289,5 м и ширина судна 32,3 м). Дальнейший рост грузоместимости происходил в рамках внешних ограничений размеров судов Panamax исключительно за счет улучшения конструктивных особенностей. Так, к 1980 г. была достигнута вместимость 3000 контейнеров, во второй половине 80-х гг. — 4000 контейнеров, что являлось пределом в рамках внешних ограничений размера судов шлюзами Панамского канала.

3. *Суда Postpanamax.* В 1990 г. XX в. компания APL (American President Line) предложила использовать новую систему логистических решений доставки контейнеров, без прохождения Панамского канала судами-контейнеровозами — так называемые системы «сухопутный мост» (Land Bridge) по территории США, что явилось основанием для развития новых контейнеровозов типа Post-Panamax. Было построено пять судов, каждое длиной 273 м, шириной 39 м и вместимостью 4400 контейнеров для использования на транстихоокеанском маршруте. Новые суда открыли эру больших контейнерных судов, которые будут построены в следующие десятилетия.

Принципиальным преимуществом судов размера Post-Panamax является не только увеличенная контейнеровместимость, но и более удачное конструкционное сочетание ширины и длины судна по сравнению с судами Panamax, уменьшающее расход топлива при одинаковой вместимости. В 90-е гг. XX в. на контейнерные суда типа Postpanamax поступили заказы от большинства основных океанских перевозчиков. Таким образом, к концу прошлого века контейнерные суда достигли грузовместимости в 7000–13000 TEU.

4. *Om Super Post Panamax к Post-Triple E-Class.* Дальнейшим этапом развития контейнерного флота явилось достижение судами максимальных размерений, позволяющих проходить Суэцкий канал. Суда данного типа получили название Super Post Panamax / E-Class. Они обладают вместимостью до 16600 контейнеров. После окончания дноуглубительных работ в Суэцком канале в 2012 г. стало возможным прохождение через него судов контейнеровозов вместимостью более 20000 TEU, что привело к дальнейшему росту вместимости судов и возникновению новых классов контейнеровозов:

- Explorer Class вместимостью более 16600 TEU (серия судов, построенных компанией CMA CGM);
- Triple E-Class вместимостью более 18200 TEU (серия судов, построенных компанией Maersk-Line);
- Post-Triple E-Class вместимостью более 21 000 TEU (серия судов, заказанных компанией CSCL).

Крупнейшим действующим контейнеровозом является построенный в 2019 г. MSC Gulsun вместимостью 23756 TEU.

Интермодальная система доставки грузов. Внедрение контейнеризации как без перегрузочной системы доставки грузов кардинально меняет всю концепцию организации доставки грузов: соотношение в системе форленд — порт-хинтерланд, географию транспортных связей, принципы взаимодействия между морскими и наземными видами транспорта. Контейнеры меняют размеры и конфигурацию хинтерланда портов, глубину транспортного «внедрения» порта, уровень издержек внутреннего транспорта; усиливают линии проникновения за пределы традиционных зон тяготения к порту вдоль главных транспортных магистралей, перестраивается сама система портов. Появляются порты-хабы, транспортные магистрали дополняются фидерными линиями. Развивается регионализация, формируются системы внутренних транспортно-распределительных центров. Процесс контейнеризации ведет к концентрации морских транспортных потоков, к созданию крупных терминалов — перегрузочных центров [13].

Таким образом, первоначальное развитие контейнеризации на морском транспорте оказало влияние на развитие других видов транспорта, что привело к новым формам их взаимодействия и образованию непрерывной транспортной цепи, включающей «сухопутные мосты» и магистрально-фидерные системы доставки контейнеров.

Логистические решения доставки контейнеризированных грузов на современном этапе считаются наиболее совершенными ресурсосберегающими технологиями, позволяющими снижать транспортные затраты и, соответственно, удерживать стабильными цены доставки товаров [14].

Заключение (Conclusion)

Контейнеризация явилась очередным шагом в развитии транспортных систем, приблизившим общество к системе идеальной доставки грузов. Под идеальной системой доставки груза понимается система, характеризующаяся совокупностью следующих факторов:

- время доставки должно определенным и в идеале стремиться к нулю;
- стоимость доставки должна быть минимальной и в идеале стремиться к нулю;
- доставка грузов любыми партиями;
- постоянное наличие и доступность.

Время и стоимость доставки. Время доставки контейнеризированных грузов морем складывается из двух составляющих: ходового и стояночного времени в порту под грузовыми опера-

циями. Использование современных судов контейнеровозов со средней скоростью 25 уз позволило значительно сократить ходовое время. Увеличение размера судов позволило использовать *принцип экономии от масштаба*, что значительно уменьшило стоимость доставки грузовой единицы (контейнера). Использование стандартных контейнеров и новых конструктивных особенностей судов позволило создать и внедрить эффективную систему автоматизированных погрузочно-разгрузочных работ, что решило одновременно две проблемы: скорость обработки контейнерных судов в порту и стоимость обработки одного контейнера. Таким образом, контейнеризация минимизировала сроки и стоимость доставки тарно-штучных грузов и сделала их контролируемыми.

Доставка груза любыми партиями. Контейнеризацию можно рассматривать как использование стандартной многооборотной тары, в которой размещается груз. В одной единице тары может быть размещено любое количество груза — от одной единицы до максимальной грузоподъемности / грузовместимости тары. При недостаточности одной единицы может быть использовано любое количество контейнеров, необходимое для перевозки партии груза. Кроме того, использование такой тары позволит повысить сохранность груза при снижении затрат на упаковку товара.

Постоянное наличие и доступность. Контейнеризация упростила технику передачи груза с одного вида транспорта на другой, дала толчок к развитию интермодальных перевозок с применением разных видов магистрального транспорта и доставкой контейнера в любую точку по требованию грузовладельца. Количество контейнеров, доступных для грузовладельца, также является практически неограниченным.

Таким образом, контейнеризация отвечает основным требованиям «идеального транспорта» и является транспортным фундаментом современных систем доставки и распределения грузов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов А. Л. Генезис моделей развития портов в современной транспортной науке / А. Л. Кузнецов, А. В. Галин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 2 (30). — С. 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-2-141-153.
2. Beresford A. K. C. The UNCTAD and WORKPORT models of port development: evolution or revolution? / A. K. C. Beresford, B. M. Gardner, S. J. Pettit, A. Naniopoulos, C. F. Wooldridge // Maritime Policy & Management. — 2004. — Vol. 31. — Is. 2. — Pp. 93–107. DOI: 10.1080/0308883042000205061.
3. Aspin C. The First Industrial Society: Social History of Lancashire, 1750–1850 / C. Aspin. — Carnegie Publishing, 1998. — 224 p.
4. Kutin N. Relative efficiencies of ASEAN container ports based on data envelopment analysis / N. Kutin, T. T. Nguyen, T. Vallée // The Asian Journal of Shipping and Logistics. — 2017. — Vol. 33. — Is. 2. — Pp. 67–77. DOI: 10.1016/j.ajsl.2017.06.004.
5. European Conference of Ministers of Transport Glossary for Transport Statistics. — 3rd Edition. — OECD Publishing, 2006. — 142 p.
6. Пат. SU1371497A3 СССР. Грузовой контейнер для текучих материалов / Хельмут Герхард; опублик. 1984.
7. Пат. 2059554 РФ, МПК В65D 88/54. Контейнер для транспортировки сыпучих и штучных грузов / Г. Л. Чукарин, Р. И. Айзин, Л. В. Попов, А. М. Леонов; заяв. и патентообл. Г. Л. Чукарин, Р. И. Айзин, Л. В. Попов, А. М. Леонов. — № 925026059; заявл. 06.02.1992; опублик. 06.02.1992.
8. Пат. 81709 РФ, МПК В65D 88/12. Контейнер для перевозки штучных грузов / А. П. Кузнецов, С. А. Кузнецов, Е. Г. Угодин, И. Н. Коротина, П. С. Коротин; заяв. и патентообл. ОАО «Российские железные дороги». — № 2008123749/22; заявл. 18.06.2008; опублик. 27.03.2009, Бюл. № 9.
9. Пат. 173 864 РФ, МПК В61D 3/20. Комбинированный контейнер для перевозки грузов / В. В. Ющенко, Е. В. Ющенко, Д. А. Бородастов; заяв. и патентообл. ЗАО «Евросиб СПб — транспортные системы». — № 2017104931; заявл. 15.02.2017; опублик. 15.09.2017, Бюл. № 26.
10. Пат. 2491492 РФ, МПК F41F 3/042. Грузовой контейнер для модуля вооружения и контейнерный комплекс ракетного оружия / Г. В. Анцев, Р. Ю. Атьков, Е. Н. Мургин, Е. С. Новиков, С. Н. Пахомов, М. Ю. Храмов; заяв. и патентообл. ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат». — № 2011151353/11; заявл. 15.12.2011; опублик. 27.08.2013, Бюл. № 24.

11. Пат. 151237 РФ, МПК H04B 7/26. Мобильный центр обработки данных / А. И. Мелешенко, В. В. Орехов, Ю. А. Зырянов, А. С. Кудрявцев; заяв. и патентообл. ЗАО «Энвижн Груп». — № 2014132121/07; заявл. 04.08.2014; опубл. 27.03.2015, Бюл. № 9.
12. McKenzie D. R. *Intermodal Transportation — The Whole Story* / D. R. McKenzie, M. C. North, D. S. Smith. — Simmons-Boardman, 1989. — 289 p.
13. Галин А. В. Воздействие ограничений на обобщенную имитационную модель процесса развития портов / А. В. Галин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 1 (35). — С. 7–14. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-7-14.
14. Кириченко А. В. Взаимоотношения города и порта: Эволюция и перспективы / А. В. Кириченко, А. Л. Кузнецов // Транспорт Российской Федерации. — 2014. — № 1 (50). — С. 12–15.

REFERENCES

1. Kuznetsov, A. L., and A. V. Galin. “The genesis of port development models in modern transportation science.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 2(30) (2015): 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-2-141-153.
2. Beresford, Anthony Kenneth Charles, B. M. Gardner, S. J. Pettit, A. Naniopoulos, and C. F. Wooldridge. “The UNCTAD and WORKPORT models of port development: evolution or revolution?” *Maritime Policy & Management* 31.2 (2004): 93–107. DOI: 10.1080/0308883042000205061.
3. Aspin, Chris. *The First Industrial Society: Social History of Lancashire, 1750–1850*. Carnegie Publishing, 1998.
4. Kutin, Nikola, Thanh Thuy Nguyen, and Thomas Vallée. “Relative efficiencies of ASEAN container ports based on data envelopment analysis.” *The Asian Journal of Shipping and Logistics* 33.2 (2017): 67–77. DOI: 10.1016/j.ajsl.2017.06.004.
5. *European Conference of Ministers of Transport Glossary for Transport Statistics*. 3rd Edition. OECD Publishing, 2006.
6. Helmut, Gerhard. SU 1371 497 A3. Cargo container for fluid materials. USSR, assignee. Publ. 1984.
7. Chukarin, G. L., R. I. Aizin, L. V. Popov, and A. M. Leonov. RU 2059 554 C1, IPC B 65 D 88/54. Контейнер для транспортировки сыпучих и штучных грузов. Russian Federation, assignee. Publ. 6 Feb. 1992.
8. Kuznetsov, A. P., S. A. Kuznetsov, E. G. Ugodin, I. N. Korotina, and P. S. Korotin. RU 81 709 U1, IPC B 65 D 88/12. Контейнер для перевозки штучных грузов. Russian Federation, assignee. Publ. 27 March 2009.
9. Yushchenko, V. V., E. V. Yushchenko, and D. A. Borodastov. RU 173 864 U1, IPC B 61 D 3/20. Комбинированный контейнер для перевозки грузов. Russian Federation, assignee. Publ. 15 Sept. 2017.
10. Antsev, G. V., R. Yu. At'kov, E. N. Murgin, E. S. Novikov, S. N. Pakhomov, and M. Yu. Khramov. RU 2491 492 C1, IPC F 41F 3/042. Грузовой контейнер для модуля вооружения и контейнерный комплекс ракетного оружия. Russian Federation, assignee. Publ. 27 Aug. 2013.
11. Meleshenko, A. I., V. V. Orekhov, Yu. A. Zyryanov, A. S. Kudryavtsev. RU 151 237 U1, IPC H 04 B 7/26. Mobil'nyi tsentr obrabotki dannykh. Russian Federation, assignee. Publ. 27 March 2015.
12. McKenzie, David R., Mark C. North, and Daniel S. Smith. *Intermodal Transportation — The Whole Story*. Simmons-Boardman, 1989.
13. Galin, Aleksandr Valentinovic. “The restrictions effect on a generalized imitation model of the development process of ports.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 1(35) (2016): 7–14. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-7-14.
14. Kirichenko, A. V., and A. L. Kuznetsov. “Interrelations between cities and ports: evolution and perspectives.” *Transport of the Russian Federation* 1(50) (2014): 12–15.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Галин Александр Валентинович — доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail galin2403@gmail.com, kaf_uts@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Galina, Aleksandr V. — Dr. of Technical Sciences, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail galin2403@gmail.com, kaf_uts@gumrf.ru

Давыденко Евгений Александрович —
ассистент
Балтийская государственная академия
рыбопромышленного флота
236029, Российская Федерация, Калининград,
ул. Молодежная, 6
e-mail: zommer23@mail.ru

Davydenko, Evgeny A. —
Assistant
Baltic Fishing Fleet
State Academy
6 Molodezhnaya Str., Kaliningrad,
236029, Russian Federation
e-mail: zommer23@mail.ru

*Статья поступила в редакцию 16 декабря 2020 г.
Received: December 16, 2020.*

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1004-1015

METHOD FOR ASSESSING AND IMPROVING THE INITIAL STABILITY OF THE SHIP UNDER CONDITIONS OF INCOMPLETE INFORMATION ON THE CARGO LOADED

Ye. V. Nikitin

The Black Sea Naval College named after P. S. Nakhimov,
Sevastopol, Russian Federation

A practical method for assessing and restoring (building up) the initial stability of a vessel in conditions of incomplete information about the loaded cargo has been proposed. This method is based on the procedure of sequential filling with liquid ballast of two low-lying and symmetrical tanks relative to the center plane of the vessel. At the same time, the selection of the tanks size (the amount of ballast received) is carried out on the basis of the conditions of guaranteed non-capsizing of the vessel, on the one hand, and increasing its initial stability, on the other. Before starting ballasting, as well as after filling each of the selected tanks, it has been proposed to measure the draft and heel angle of the vessel, as well as to quantify the upper and lower limits (range) of possible values of the metacentric height and the corresponding values of the heel angle of the vessel. At the same time, at the beginning (before ballasting), the lower limit of the metacentric height is determined from the condition that the ship's heel is caused by the ship's negative initial stability. Using the simple logical rules formulated in the paper, it has been proposed to compare the actual and calculated values of the ship's heel angles during ballasting, and then make a decision on the value of its actual initial stability. The necessary calculation formulas that make it possible to practically implement the proposed method, both when choosing the size (volume) of ballast tanks, and when calculating the ranges of possible values of the ship's heel angles and its initial metacentric height are provided in the paper. For a ship of a typical design, a numerical example of the implementation of the method has been given. It, among other things, has shown that the accuracy of assessing the initial stability of a ship based on the results of ballasting depends significantly on the volume of the selected tanks: the larger this volume, the more accurate and sensitive the proposed method.

Keywords: initial stability of the vessel, incomplete information about the cargo loaded, sequential ballasting of tanks, measurement of heel angle, metacentric height, heel angle, possible values, calculation and measurements.

For citation:

Nikitin, Yevgeny V. "Method for assessing and improving the initial stability of the ship under conditions of incomplete information on the cargo loaded." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1004–1015. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1004-1015.

УДК 629.123

СПОСОБ ОЦЕНКИ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ СУДНА В УСЛОВИЯХ НЕПОЛНОЙ ИНФОРМАЦИИ О ПРИНЯТОМ ГРУЗЕ

Е. В. Никитин

Черноморское высшее военно-морское ордена Красной Звезды училище
имени П. С. Нахимова, Севастополь, Российская Федерация

Разработан новый практический способ оценки и восстановления (наращивания) начальной остойчивости судна в условиях неполной информации о принятом грузе, в основе которого процедура последовательного заполнения жидким балластом двух низкорасположенных и симметричных относительно диаметральной плоскости судна цистерн. При этом подбор размера цистерн (количества принимаемого балласта) проводится исходя из условий гарантированного не опрокидывания судна, с одной стороны, и наращивания его начальной остойчивости — с другой. Предлагается перед началом балластировки, а также после заполнения каждой из выбранных цистерн измерять осадку и угол крена судна, а также

количественно оценивать верхнюю и нижнюю границы (диапазон) возможных значений метацентрической высоты и соответствующих им значений углов крена судна. При этом вначале (до балластирования) нижняя граница метацентрической высоты определяется из условия, что крен судна вызван наличием у судна отрицательной начальной остойчивости. Используя сформулированные в статье простые логические правила, предлагается проводить сравнение между собой фактических и расчетных значений углов крена судна при его балластировке, после чего принимать решение о величине его фактической начальной остойчивости. Приведены также необходимые расчетные формулы, позволяющие практически реализовать предложенный способ как при выборе размера балластных цистерн, так и при расчете диапазонов возможных значений углов крена судна и его начальной метацентрической высоты. Для судна типового проекта приведен численный пример реализации способа, который в том числе показал, что точность оценки начальной остойчивости судна по результатам балластирования существенным образом зависит от объема выбранных цистерн: чем больше этот объем, тем точнее и чувствительнее предложенный способ.

Ключевые слова: начальная остойчивость судна, неполная информация, принятый груз, последовательная балластировка цистерн, метацентрическая высота, угол крена, возможные значения, расчет и измерения.

Для цитирования:

Никитин Е. В. Способ оценки и восстановления начальной остойчивости судна в условиях неполной информации о принятом грузе / Е. В. Никитин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1004–1015. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1004-1015.

Введение (Introduction)

В практике морских перевозок в условиях форс-мажорных обстоятельств (например, в условиях военного времени) иногда возникает ситуация, когда судно загружается и перевозит грузы, массогабаритные показатели которых известны весьма приблизительно. При этом зачастую, из-за дефицита времени и необходимости обеспечения скрытности, погрузка этих грузов на судно осуществляется без предварительного «Грузового плана», а расчет основных показателей остойчивости, в том числе начальной метацентрической высоты судна — по результатам фактической погрузки и в условиях неполной информации о принятом грузе. Таким образом, расчеты показателей остойчивости судна после погрузки могут значительно отличаться от их фактических значений, что, в свою очередь, требует дополнительной проверки остойчивости судна, в том числе опытным путем.

В настоящее время известны два принципиально разных способа опытной проверки начальной остойчивости судна: *опыт кренования* [1]–[3] и [4], [5] и *опыт свободных колебаний* (метод раскачивания) [1], [6], [7]. Опыт кренования, несмотря на его высокую точность, имеет в данном случае два существенных недостатка. Во-первых, для его проведения необходимы хорошие погодные условия (тихая, безветренная погода), а также выполнение целого ряда организационно-технических мероприятий, требующих значительных затрат времени. Во-вторых, при его проведении предполагается, что начальная остойчивость судна положительная ($h_0 > 0$), так как в противном случае в процессе перемещения балласта судно может получить значительный крен и опрокинуться. Кроме того, в процессе опыта кренования начальная остойчивость судна не наращивается (увеличивается), а лишь уточняется. Поэтому в случае ее нулевого или даже отрицательного значения необходимы дополнительные действия по ее наращиванию (восстановлению). Опыт свободных колебаний [1], [6], [7] существенно проще, однако может давать значительную ошибку, завышая фактическое значение начальной остойчивости в несколько раз при условии, если $h_0 \leq 0,2$ м [6], [7]. Поэтому его применение в условиях возможной пониженной или даже отрицательной начальной остойчивости судна вряд ли целесообразно.

Исходя из ранее изложенного, целью данного исследования является разработка такого способа опытной проверки и оценки начальной остойчивости судна, при котором все предпринимаемые действия, во-первых, не привели бы к опрокидыванию судна и, во-вторых, гарантированно увеличивали его остойчивость.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Представляется целесообразным с учетом сформулированной цели применить способ (процедуру) восстановления (наращивания) начальной остойчивости судна путем последовательного заполнения жидким балластом двух одинаковых по объему, низкорасположенных и симметричных относительно диаметральной плоскости судна цистерн или помещений [7], [8]. Однако эта достаточно хорошо известная стандартная процедура не лишена некоторых недостатков. Во-первых, она не позволяет оценить (уточнить) величину метацентрической высоты судна, в том числе после заполнения балластных цистерн. Во-вторых, не рассчитывается максимальный объем цистерн v_{\max} и, соответственно, вес балласта, который в случае заполнения первой цистерны не опрокинет судно из-за его пониженной остойчивости. В-третьих, не оценивается необходимое минимальное количество жидкого балласта v_{\min} , которое следует принять в цистерны, чтобы гарантированно увеличить (восстановить) остойчивость судна до положительного значения.

Результаты (Results)

Для устранения недостатков ранее изложенной процедуры последовательного заполнения низкорасположенных цистерн предлагается выполнить следующее. После погрузки всех грузов необходимо измерить начальный угол крена судна θ_0 , а также среднюю осадку (T_0), после чего оценить (например, с помощью гидростатических таблиц судна) объемное водоизмещение судна V_0 , метацентрический радиус r_0 и вес груза, увеличивающего осадку судна на 1 см (TPC_0).

По стандартной методике [1]–[3] необходимо выполнить расчет показателей остойчивости судна, включая его метацентрическую высоту:

$$h_0 = z_{C_0} + r_0 - z_{G_0}, \quad (1)$$

где z_{C_0} , z_{G_0} — аппликаты центра величины и центра тяжести судна после погрузки, м.

Целесообразно предположить, что полученное по формуле (1) значение h_0 является верхней границей истинного (фактического) значения метацентрической высоты судна h_Φ после погрузки, т. е. необходимо принять

$$h_0 = h_0^{\max}. \quad (2)$$

Наличие начального угла крена судна θ_0 необходимо рассматривать как проявление пониженной (или даже отрицательной) начальной остойчивости судна. При этом расчет отрицательного значения метацентрической высоты судна, которое целесообразно принять за минимально возможное ее значение h_0^{\min} , можно выполнить по формуле прямобортного судна [1], [6], [7], а именно

$$h_0^{\min} = -\frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0. \quad (3)$$

После определения границ фактического значения метацентрической высоты судна, по окончании погрузки ($h_0^{\min} \leq h_\Phi \leq h_0^{\max}$), необходимо заполнить жидким балластом две низкорасположенные цистерны судна. Для чего вначале необходимо их подобрать из условия невозможности опрокидывания судна через борт, вошедший в воду (куда направлен крен θ_0) или переваливания судна на противоположный борт. Этот подбор можно осуществить на основе следующих предварительных соображений.

Во-первых, если фактическая начальная остойчивость судна соответствует ее минимальному значению ($h_0^{\min} < 0$), то это означает, что судно обладает *эффектом переваливания с борта на борт* [1], [6]–[8], находясь в положении устойчивого равновесия с креном θ_0 на правый борт, или $-\theta_0$ — на левый. В таком случае можно безопасно выровнять судно, только восстановив его начальную остойчивость, т. е. наращивая метацентрическую высоту до положительного значения при помощи использования *способа поочередного заполнения жидким балластом низкорасположенных на разных бортах судна цистерн*. Причем вначале рекомендуется заполнять цистерну, расположенную на борту, вошедшем в воду [7], [8].

Во-вторых, с целью гарантированного не опрокидывания судна объем этой цистерны не должен превышать некоторого предельного значения v_{\max} . Принятый в цистерну балласт объемом v_{\max} можно рассматривать как кренящий момент, приложенный к судну, приведенное плечо которого составляет

$$l_{\text{кр}} = \frac{\rho_6 v_{\max} y}{\rho V_0} \cos \theta, \quad (4)$$

где y — поперечная координата центра объема заполняемой цистерны (ее отстояние от диаметральной плоскости судна), м;

ρ , ρ_6 — соответственно плотность забортной воды и жидкого балласта, кг/м³.

Если в качестве балласта используется забортная вода ($\rho = \rho_6$), то это выражение можно записать в следующем виде:

$$l_{\text{кр}} = \frac{v_{\max} y}{V_0} \cos \theta. \quad (5)$$

Кренящему моменту от принятого балласта будет противодействовать восстанавливающий момент судна, плечо которого может быть определено по прямобортной формуле [7], [8], а именно

$$l_{\theta} = \left(h_0^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta \right) \sin \theta. \quad (6)$$

Равенство этих плеч должно соответствовать углу крена судна (после заполнения цистерны балластом). Причем этот угол не должен превышать некоторое предельное значение $\theta_{\text{пр}}$, которое должно устанавливаться для каждого судна отдельно (из соображений безопасности и в соответствии с руководящими документами [9], [10]), т. е. можно записать

$$\frac{v_{\max} y}{V_0} \cos \theta_{\text{пр}} = \left(h_0^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_{\text{пр}} \right) \sin \theta_{\text{пр}}, \quad (7)$$

откуда следует

$$v_{\max} = \frac{V_0}{y} \left(h_0^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_{\text{пр}} \right) \operatorname{tg} \theta_{\text{пр}}. \quad (8)$$

Таким образом, объем принимаемого балласта v в первую цистерну не должен превышать v_{\max} , иными словами должно выполняться следующее неравенство:

$$v \leq \frac{V_0}{y} \left(h_0^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_{\text{пр}} \right) \operatorname{tg} \theta_{\text{пр}}. \quad (9)$$

В-третьих, объем v каждой из выбранных для заполнения цистерн должен быть ограничен также снизу. Действительно, если он будет слишком мал, то после заполнения цистерны метацентрическая высота судна хоть и несколько возрастет, но все же останется меньше нуля. При этом приращение метацентрической высоты судна можно определить по следующему выражению [1], [2], [7]:

$$\delta h = \frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{(T_1 - T_0)}{2} - h_0^{\min} - z \right), \quad (10)$$

где z — аппликата центра объема заполняемой цистерны, м;

$T_1 - T_0 = \frac{\rho_6 g v}{TPC_0}$ — изменение средней осадки судна от приема балласта, м.

Для того чтобы метацентрическая высота судна (после заполнения первой цистерны) была положительной, необходимо выполнение следующего неравенства:

$$\delta h > -h_0^{\min}$$

или

$$\frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{(T_1 - T_0)}{2} - h_0^{\min} - z \right) > -h_0^{\min}. \quad (11)$$

Если в выражение (11) подставить вместо $-h_0^{\min}$ его значение из формулы (9) и принять, что $\frac{(T_1 - T_0)}{2} \approx 0$, то неравенство (11) примет вид

$$\frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0 - z \right) > \frac{1}{2} (r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0) = -h_0^{\min}$$

или

$$v_{\min} \geq \frac{D_0(r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0)}{2\rho g (T_0 - z)} = \frac{V_0(r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0)}{2(T_0 - z)} = -\frac{V_0 h_0^{\min}}{(T_0 - z)}. \quad (12)$$

Таким образом, принимая во внимание ранее изложенное, объем v каждой из выбранных для заполнения жидким балластом (забортной водой) цистерн должен находиться в следующих пределах:

$$\frac{V_0(r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0)}{2(T_0 - z)} \leq v \leq \frac{V_0}{y} \left(h_0^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_{\text{пр}} \right) \operatorname{tg} \theta_{\text{пр}}. \quad (13)$$

Первой необходимо заполнить балластом (забортной водой) ту цистерну, которая находится на борту судна, вошедшего в воду. После ее заполнения необходимо измерить угол крена судна θ_1 , а также рассчитать методом приема малого груза значения максимально возможной и минимально возможной метацентрической высоты судна по формулам:

$$h_1^{\min} = h_0^{\min} + \frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{TPC_0} - h_0^{\min} - z \right); \quad (14)$$

$$h_1^{\max} = h_0^{\max} + \frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{TPC_0} - h_0^{\max} - z \right). \quad (15)$$

Кроме измерения фактического угла крена судна θ_1 , необходимо рассчитать его возможные (граничные) значения θ_1^{\max} и θ_1^{\min} из условия, что метацентрическая высота судна соответствует значениям h_1^{\min} и h_1^{\max} , вычисленным по формулам (14) и (15). Если использовать для этого прямобортную формулу, то получим следующие выражения:

$$\theta_1^{\min} = \arctg \left[\sqrt[3]{(-q_1^{\min} + \sqrt{D_1^{\min}})} + \sqrt[3]{(-q_1^{\min} - \sqrt{D_1^{\min}})} \right]; \quad (16)$$

$$D_1^{\max} = (q_1^{\max})^2 + \left(\frac{2h_1^{\max}}{3r_0} \right)^3; \quad (17)$$

$$q_1^{\max} = -\frac{1}{r_0} \left(l_0 + \frac{vy}{V_0 + v} \right); \quad (18)$$

$$D_1^{\min} = (q_1^{\min})^2 + \left(\frac{2h_1^{\min}}{3r_0} \right)^3; \quad (19)$$

$$q_1^{\min} = -\frac{vy}{r_0(V_0 + v)}. \quad (20)$$

Формулы (16)–(20) получены на основе выполнения следующих действий. Вначале для каждого из значений метацентрической высоты h_1^{\min} и h_1^{\max} , на основе прямобортной формулы, определяются зависимости плеч остойчивости судна, а именно:

$$l_{\theta}^{\min} = \left(h_1^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta \right) \sin \theta; \quad (21)$$

$$l_{\theta}^{\max} = \left(h_1^{\max} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta \right) \sin \theta - l_0 \cos \theta; \quad (22)$$

$$l_0 = \left(h_0 + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0 \right) \operatorname{tg} \theta_0, \quad (23)$$

где l_0 — коэффициент, учитывающий величину смещения центра тяжести судна от диаметральной плоскости в исходном состоянии (с начальным креном судна $\theta_0 \neq 0$).

Этот коэффициент должен быть определен из условия, что плечо восстанавливающего момента судна l_{θ}^{\max} при h_0^{\max} и угле крена θ_0 должно быть равно нулю, т. е. должно соблюдаться следующее равенство:

$$\left(h_0^{\max} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0 \right) \sin \theta_0 - l_0 \cos \theta_0 = 0, \quad (24)$$

откуда можно получить значение плеча остойчивости по формуле (23). Очевидно также, что в случае $h_{\phi} = h_0^{\min}$ коэффициент l_0 равен нулю, так как при отрицательной метацентрической высоте начальный крен судна не связан со смещением центра тяжести судна, поэтому в уравнении (21) он отсутствует.

Углы крена судна (θ_1^{\max} , θ_1^{\min}) вычисляются из условия равенства плеч кренящего момента, вызванного заполнением первой цистерны балластом объемом v , центр объема которой отстоит от диаметральной плоскости судна на расстояние y и соответствующего плеча восстанавливающего момента, определяемого по формулам (21), (22), т. е. можно записать следующие равенства:

$$\frac{vy}{V_0} \cos \theta_1^{\min} = \left(h_1^{\min} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_1^{\min} \right) \sin \theta_1^{\min}; \quad (25)$$

$$\frac{vy}{V_0} \cos \theta_1^{\max} = \left(h_1^{\max} + \frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_1^{\max} \right) \sin \theta_1^{\max} - l_0 \cos \theta_1^{\max}. \quad (26)$$

Каждое из уравнений (25), (26) может быть преобразовано относительно неизвестного (искомого) угла крена к линейному кубическому уравнению вида

$$\operatorname{tg}^3 \theta_1 + 3p \operatorname{tg} \theta_1 + 2q = 0, \quad (27)$$

где p , q — параметры, зависящие от известных величин, входящих в уравнения, конкретные выражения которых описываются уравнениями (18), (20).

Дискриминант уравнения (27) в данном случае всегда положителен:

$$D = q^2 + p^3 = q^2 + \left(\frac{2h_1}{3r_0} \right)^3 > 0. \quad (28)$$

Поэтому решение уравнения типа (27) известными методами [11] имеет один-единственный корень:

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \left[\sqrt[3]{-q + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{-q - \sqrt{D}} \right]. \quad (29)$$

Подставляя в уравнение (29) соответствующие параметры и величины, можно получить представленные ранее формулы (17)–(20), а затем — (16), (17).

Замечание. Так как $h_1^{\min} < h_1^{\max}$, рассчитанные по формулам (16), (17) значения углов крена должны подчиняться следующему неравенству: $\theta_1^{\min} > \theta_1^{\max}$. Действительно, при большей остойчивости судно должно наклоняться на меньший угол крена и наоборот.

Далее необходимо заполнить балластом вторую цистерну и после этого вновь измерить угол крена судна θ_2 , а также рассчитать дополнительно увеличенные значения максимально возможной h_2^{\max} и минимально возможной h_2^{\min} метацентрических высот судна, а также соответствующие им значения углов крена θ_2^{\max} , θ_2^{\min} . Для этого используют формулы, аналогичные (14), (15), а также формулы (16)–(20) соответственно:

$$h_2^{\min} = h_1^{\min} + \frac{v}{V_0 + 2v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{2TPC_0} - h_1^{\min} - z \right); \quad (30)$$

$$h_2^{\max} = h_1^{\max} + \frac{v}{V_0 + 2v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{2TPC_0} - h_1^{\max} - z \right); \quad (31)$$

$$\theta_2^{\max} = \arctg \left[\sqrt[3]{(-q_2^{\max} + \sqrt{D_2^{\max}})} + \sqrt[3]{(-q_2^{\max} - \sqrt{D_2^{\max}})} \right]; \quad (32)$$

$$\theta_2^{\min} = 0^0; \quad (33)$$

$$D_2^{\max} = (q_2^{\max})^2 + \left(\frac{2h_2^{\max}}{3r_0} \right)^3; \quad (34)$$

$$q_2^{\max} = -\frac{l_0}{r_0 \left(1 + \frac{2v}{V_0} \right)}. \quad (35)$$

Замечание. Значение угла крена θ_2^{\min} принимается равным нулю, так как при минимально возможной начальной остойчивости судна ($h_\phi = h_0^{\min} < 0$), которая после заполнения цистерн становится положительной ($h_2^{\min} > 0$), крен судна должен исчезнуть ввиду того, что изначально никакого поперечного смещения ЦТ судна не было. Аналогичный вывод следует из анализа уравнений (17)–(20). Действительно, следуя логике уравнения (18), $q_2^{\min} = 0$, так как центр масс балласта в обеих цистернах будет расположен на ДП судна ($y = 0$), а это означает, что θ_2^{\min} , вычисляемое по формуле типа (16), составит

$$\theta_2^{\min} = \arctg \left[\sqrt[3]{(\sqrt{D_2^{\min}})} + \sqrt[3]{(-\sqrt{D_2^{\min}})} \right] = 0. \quad (36)$$

Необходимо сравнить измеренные и расчетные значения углов крена и оценить фактическое значение начальной метацентрической высоты судна, руководствуясь следующими правилами:

Правило 1. Если $\theta_1^{\max} \leq \theta_1 \leq \theta_1^{\min}$ и / или $0 \leq \theta_2 \leq \theta_2^{\max}$, то фактическая начальная остойчивость судна обеспечена и его метацентрическая высота находится в пределах:

$$h_2^{\min} \leq h_{\text{факт}} \leq h_2^{\max}. \quad (37)$$

Правило 2. Если $\theta_1 < \theta_1^{\max}$ и $0 \leq \theta_2 \sim \theta_2^{\max}$, то фактическая остойчивость судна обеспечена. При этом она выше максимального значения h_0^{\max} , полученного при расчете по формуле вида (1).

Замечание. Правило 2 логически следует из того, что фактическая начальная остойчивость судна после его погрузки может быть выше принятого расчетного максимального значения, т. е.

$$h_{\text{факт}} > h_0^{\max}. \quad (38)$$

Тогда после заполнения первой цистерны балластом фактический крен судна θ_1 окажется меньше расчетного, т. е. $\theta_1 < \theta_1^{\max}$. С учетом данного обстоятельства и было предложено правило 2. Причем, в соответствии с этим правилом, соотношение $\theta_2 \sim \theta_2^{\max}$ означает, что обе величины приблизительно равны друг другу.

Обсуждение (Discussion)

Рассмотрим пример реализации предложенного способа оценки и восстановления устойчивости. Пусть грузовое судно (основные параметры и характеристики которого известны и представлены в таблицах [7]) после погрузки имеет среднюю осадку $T = 5,0$ м и статический крен на правый борт $\theta_0 = 2,5^\circ$. При этом, в соответствии с гидростатическими таблицами этого судна [7], его объемное водоизмещение $V_0 = 5435$ м³, метацентрический радиус $r_0 = 4,445$ м, аппликата центра величины $z_{c_0} = 2,645$ м и вес принимаемого груза, увеличивающего осадку судна на 1 см, $TPC_0 = 12478$ кН/м. Предположим также, что после погрузки всех грузов выполнен расчет метацентрической высоты судна (по формуле (1)), которая составила $h_0 = 0,40$ м.

Необходимо с помощью предложенного способа выполнить опытную проверку начальной устойчивости судна после погрузки.

Решение

1. Согласно предложенному способу примем расчетное значение метацентрической высоты за максимально возможное значение, т. е. $h_0^{\max} = h_0 = 0,40$ м.

2. Исходя из предположения, что крен судна θ_0 вызван отрицательной начальной устойчивостью, вычислим минимально возможное значение метацентрической высоты судна по формуле (3):

$$h_0^{\min} = -\frac{1}{2} r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_0 = -0,5 \cdot 4,445 \operatorname{tg}^2 2,5^\circ = -0,004237 \text{ м.}$$

3. Установим предельное значение угла крена судна $\theta_{\text{пр}}$, на которое можно безопасно накрентить судно при опытной проверке устойчивости. Для этого, например, можно руководствоваться правилами [9], [10], которые устанавливают наименьшую высоту свободного борта судна (не менее 1,0 м) при его наклонениях в процессе работы судовых кранов. В данном случае при условии, что ширина судна $B = 16,6$ м, а общая высота борта (наименьшая) составляет $F = 8,2$ м, нетрудно показать, что для обеспечения минимальной высоты борта 1,0 м угол крена судна не должен превышать следующее значение:

$$\theta_{\text{пр}} \leq \arctg \left[\frac{2(F - T_0 - 1,0)}{B} \right] = \arctg \left[\frac{2(8,2 - 5,0 - 1,0)}{16,6} \right] = 15,2^\circ.$$

4. Определим объем v двух симметрично расположенных цистерн для заполнения их жидким балластом (заборной водой) из условия соблюдения неравенства (13), а именно при условии, что $z = 0,85$ м, $y = \pm 3,6$ м — координаты центров объемов этих цистерн, их объем должен быть не менее следующих значений:

$$v \geq -\left(\frac{h_0^{\min} V_0}{T_0 - z} \right) = 0,004237 \frac{5435}{5 - 0,85} = 5,55 \text{ м}^3,$$

и не более

$$v \leq \frac{V_0 (h_0^{\min} + 0,5 r_0 \operatorname{tg}^2 \theta_{\text{пр}}) \operatorname{tg} \theta_{\text{пр}}}{y} =$$

$$= \frac{5435 (-0,0042375 + 0,5 \cdot 4,445 \operatorname{tg}^2 15,2^\circ) \operatorname{tg} 15,2^\circ}{3,6} = 65,56 \text{ м}^3.$$

Предположим, что подобранные цистерны имеют (каждая) объем $v = 40$ м³. Это означает, что они вполне подходят для проведения процедуры проверки устойчивости судна, так как неравенство (13) соблюдено: $5,55 \leq 40 \leq 65,56$.

Заполняем жидким балластом (забортной водой плотностью $\rho = 1025 \text{ кг/м}^3$) цистерну, расположенную на правом борту. Предположим, что в результате этого крен судна увеличивается до $\theta_1 = 5^\circ$ (по показаниям кренометра).

5. По формулам (14), (15) рассчитываем возможное максимальное h_1^{\max} и минимальное h_1^{\min} значения метацентрической высоты судна:

$$h_1^{\min} = h_0^{\min} + \frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{2TPC_0} - h_0^{\min} - z \right) =$$

$$= -0,004237 + \frac{40}{5435 + 40} (5 + 0,0163 - 0,85) = 0,02620 \text{ м};$$

$$h_1^{\max} = h_0 + \frac{v}{V_0 + v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{TPC_0} - h_0 - z \right) =$$

$$= 0,40 + 0,007306 (5 + 0,0163 - 0,40 - 0,85) = 0,427 \text{ м},$$

а затем по формулам (16)–(23) — возможные соответствующие им значения углов крена судна:

$$l_0 = \left(h_0 + \frac{1}{2} r_0 \text{tg}^2 \theta_0 \right) \text{tg} \theta_0 = (0,4 + 2,2225 \text{tg}^2 2,5^\circ) \text{tg} 2,5^\circ = 0,01763 \text{ м};$$

$$q_1^{\max} = -\frac{1}{r_0} \left(l_0 + \frac{vy}{V_0 + v} \right) = \frac{-1}{4,445} \left(0,01763 + \frac{40 \cdot 3,6}{5435 + 40} \right) = -0,0098833;$$

$$D_1^{\max} = (q_1^{\max})^2 + \left(\frac{2h_1^{\max}}{3r_0} \right)^3 = 0,0098833^2 + \left(\frac{2 \cdot 0,4275}{3 \cdot 4,445} \right)^3 = 0,00036126;$$

$$\theta_1^{\max} = \arctg \left[\sqrt[3]{(-q_1^{\max} + \sqrt{D_1^{\max}})} + \sqrt[3]{(-q_1^{\max} - \sqrt{D_1^{\max}})} \right] =$$

$$= \arctg \left[(0,0098833 + 0,019007)^{1/3} + (0,0098833 - 0,019007)^{1/3} \right] = 5,59^\circ;$$

$$q_1^{\min} = -\frac{vy}{r_0(V_0 + v)} = -\frac{40 \cdot 3,6}{4,445(5435 + 40)} = -0,00591707;$$

$$D_1^{\min} = (q_1^{\min})^2 + \left(\frac{2h_1^{\min}}{3r_0} \right)^3 = (-0,0059171)^2 + \left(\frac{2 \cdot 0,02620}{3 \cdot 4,445} \right)^3 = 3,5072 \cdot 10^{-5};$$

$$\sqrt{D_1^{\min}} = 0,00592221;$$

$$\theta_1^{\min} = \arctg \left[\sqrt[3]{(-q_1^{\min} + \sqrt{D_1^{\min}})} + \sqrt[3]{(-q_1^{\min} - \sqrt{D_1^{\min}})} \right] =$$

$$= \arctg [0,227916 - 0,017258] = 11,89^\circ.$$

6. Сравнив расчетный и фактический угол крена судна после заполнения первой цистерны, получим следующее:

$$(\theta_1^{\max} = 5,59) < (\theta_1 = 5) < (\theta_1^{\min} = 11,89).$$

Анализ полученного неравенства свидетельствует о том, что исходная начальная остойчивость судна была близка к верхнему пределу: $h_{\text{факт}} \approx h_0^{\max} = 0,4 \text{ м}$, так как измеренный θ_1 и расчетный θ_1^{\max} углы крена судна после заполнения первой цистерны примерно одинаковы. Более того, поскольку $\theta_1^{\max} > \theta_1$, фактическая метацентрическая высота судна h_1^{ϕ} несколько превосходит h_1^{\max} . Можно достаточно уверенно утверждать, что $h_1^{\phi} \geq 0,43 \text{ м}$.

Затем заполняем жидким балластом вторую подобранную цистерну, расположенную на левом борту. Предположим, что в результате этого крен судна уменьшился до $\theta_2 = 2^\circ$ (по показаниям кренометра).

По формулам (30), (31) рассчитываем значения метацентрических высот h_2^{\max} и h_2^{\min} судна после заполнения балластом обеих цистерн:

$$h_2^{\max} = h_1^{\max} + \frac{v}{V_0 + 2v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{2TPC_0} - h_1^{\max} - z \right) =$$

$$= 0,4275 + \frac{40}{5485} (5 + 0,0161 - 0,4275 - 0,85) = 0,4548 \text{ м};$$

$$h_2^{\min} = h_1^{\min} + \frac{v}{V_0 + 2v} \left(T_0 + \frac{\rho g v}{2TPC_0} - h_1^{\min} - z \right) =$$

$$= 0,0262 + \frac{40}{5485} (5 + 0,0161 - 0,0262 - 0,85) = 0,05648 \text{ м},$$

а затем по формулам (32), (34), (35) — значение θ_2^{\max} :

$$q_2^{\max} = -\frac{l_0}{r_0 \left(1 + \frac{2v}{V_0} \right)} = -\frac{0,0177}{4,445 \left(1 + \frac{40}{5435} \right)} = -0,00391;$$

$$D_2^{\max} = (q_2^{\max})^2 + \left(\frac{2h_2^{\max}}{3r_0} \right)^3 = 0,00391^2 + \left(\frac{2 \cdot 0,4548}{3 \cdot 4,445} \right)^3 = 0,0003328;$$

$$\sqrt{D_2^{\max}} = 0,01824;$$

$$\theta_2^{\max} = \arctg \left[\sqrt[3]{(0,00391 + 0,01824)} + \sqrt[3]{(0,00391 - 0,01824)} \right] = 2,17^\circ.$$

$$\theta_2^{\min} = 0^\circ.$$

Сравнив измеренные и расчетные значения углов крена, получим:

$$(\theta_1^{\max} = 5,59) \approx (\theta_1 = 5) < (\theta_1^{\min} = 11,89);$$

$$(\theta_2^{\min} = 0) < (\theta_2 = 2) < (\theta_2^{\max} = 2,17).$$

Из этих неравенств следует $(h_2^{\min} = 0,0565) < h_{\text{факт}} \leq (h_2^{\max} = 0,4548)$.

Полученные результаты означают следующее:

1. Начальная остойчивость судна после заполнения цистерн балластом однозначно положительна и находится в указанных пределах 0,0565–0,457 м.

2. Поскольку в обоих неравенствах измеренные углы крена судна ближе к расчетным величинам θ_1^{\max} и θ_2^{\max} , при этом $\theta_1 < \theta_1^{\max}$ и $\theta_2 < \theta_2^{\max}$, т. е. фактическая остойчивость судна несколько превосходит расчетное значение: $h_2^{\phi} \geq 0,457$ м.

Представляет определенный интерес вопрос о том, как будут изменяться числовые значения углов крена судна (θ_1^{\min} , θ_1^{\max} , θ_2^{\min} , θ_2^{\max}) и его метацентрические высоты в процессе проверки остойчивости судна предлагаемым способом в зависимости от размера выбранных балластных цистерн (v). Для этого на основе данных приведенного примера были выполнены соответствующие расчеты, основные результаты которых представлены в таблице основных параметров посадки и остойчивости судна (с. 1014) в процессе предлагаемого способа оценки и восстановления остойчивости судна (по данным рассмотренного примера). Из приведенных данных видно, что с увеличением объема балластных цистерн v значительно увеличиваются возможные значения углов крена судна после заполнения первой балластной цистерны (θ_1^{\min} и θ_1^{\max}), в том

числе возрастает разница между ними ($\theta_1^{\max} - \theta_1^{\min}$). Следовательно, с ростом объема балластных цистерн возрастает чувствительность и точность предложенного в работе метода, что связано с увеличением точности измерения углов крена судна, особенно их разницы.

Результаты расчета основных параметров посадки и остойчивости судна в процессе реализации предлагаемого способа

$v, \text{ м}^3$	$h_1^{\min}, \text{ м}$	$h_1^{\max}, \text{ м}$	$\theta_1^{\min}, \text{ град.}$	$\theta_1^{\max}, \text{ град.}$	$h_2^{\min}, \text{ м}$	$h_2^{\max}, \text{ м}$	$\theta_2^{\max}, \text{ град.}$	$\theta_1^{\max} - \theta_1^{\min}, \text{ град.}$
6	0,0003	0,404	6,89	3,02	0,0049	0,4083	2,45	0,57
10	0,034	0,4069	7,98	3,35	0,011	0,4138	2,41	0,94
20	0,11	0,4138	9,75	4,15	0,0262	0,4275	2,33	1,82
30	0,186	0,421	10,96	4,89	0,0414	0,441	2,25	2,64
40	0,262	0,428	11,89	5,59	0,0565	0,4548	2,18	3,41
50	0,0338	0,4344	12,66	6,25	0,0715	0,4684	2,11	4,14
60	0,0414	0,4412	13,32	6,86	0,0865	0,482	2,04	4,82
65	0,0452	0,445	13,61	7,15	0,094	0,4887	2,00	5,15

Кроме того, видно, что после заполнения второй балластной цистерны угол крена θ_2^{\max} судна мало зависит от объема балластных цистерн v . Это означает, что точность оценки остойчивости судна после заполнения второй балластной цистерны также будет мало зависеть от этого объема.

Выводы (Conclusion)

На основе результатов проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Разработан практический способ оценки и восстановления начальной остойчивости судна в условиях неполной информации о принятом грузе, в основе которого — процедура последовательного заполнения жидким балластом двух низкорасположенных и симметричных относительно диаметральной плоскости судна цистерн. В отличие от известных способов предлагается измерять параметры посадки судна (угол крена), а также рассчитывать диапазон возможных значений метацентрической высоты *до* и *после* заполнения балластом каждой из выбранных цистерн.

2. Подробно изложены методика и необходимые расчетные формулы, позволяющие практически реализовать предложенный подход как при выборе размера балластных цистерн, так и при оценке посадки и начальной остойчивости судна, включая расчет предельного значения угла крена и возможных значений метацентрической высоты судна.

3. Приведенный численный пример реализации показал, что точность и чувствительность разработанного способа оценки и восстановления остойчивости судна существенным образом зависит от объема цистерн, используемых для балластировки (чем больше этот объем, тем точнее и чувствительнее предложенный способ).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сизов В. Г. Теория корабля: учебник / В. Г. Сизов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Транслит, 2014. — С. 95–100.
2. Дорогостайский Д. В. Теория и устройство судна / Д. В. Дорогостайский, М. М. Жученко, Н. Я. Мальцев. — Л.: Судостроение, 1976. — С. 178–187.
3. Rawson K. J. Basic Ship Theory / K. J. Rawson, E. C. Tupper. — London & New York: Longman, 1976. — Vol. 1. — Pp. 101–138.
4. Пат. 2240254 Российская Федерация, МПК В63В 39/00. Способ определения метацентрической высоты судна и система для его осуществления / В. Е. Салов, А. А. Финогенов, Д. Ю. Холодов; заяв. и патентообл. ЗАО «Судовые системы» (RU). — № 2003138261/11; заявл. 24.12.2003; опубл. 20.11.2004.

5. Пат. 2405712 Российская Федерация, МПК В63В 39/14. Способ контроля остойчивости судна / Ю. И. Нечаев, В. В. Ярисов; заяв. и патентообл. Ю. И. Нечаев, В. В. Ярисов. — № 2009117935/11; заявл. 12.05.2009; опубл. 10.12.2010.

6. Мельник В. Н. Эксплуатационные расчеты мореходных характеристик судна / В. Н. Мельник. — М.: Транспорт, 1990. — С. 28–50.

7. Никитин Е. В. Оценка посадки и остойчивости судна в условиях эксплуатации / Е. В. Никитин. — Севастополь: Академия ВМС им. П. С. Нахимова, 2011. — С. 316–317.

8. Derret D. R. Ship Stability for Masters and Mates / D. R. Derret, C. V. Barrass. — 5-th edition. — Butterworth-Heinemann, 1999. — P. 51–230.

9. Международный кодекс остойчивости судов в неповрежденном состоянии 2008 года (Кодекс ОШС), одобрен. Рез. MSC.267(85), с поправк. — 4-е изд. — СПб.: АО «ЦНИИМФ», 2019. — 242 с.

10. Annex 7. Resolution MSC.415(97) (adopted on 25 November 2016). Amendments to part B of the international code on intact stability, 2008 (2008 is code). — MSC, 2016. — 33 p.

11. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. — М.: Главиздат, 1953. — С. 135–136.

REFERENCES

1. Sizov, V. G. *Teoriya korablya. Uchebnik*. 4th ed. M.: Translit, 2014.
2. Dorogostaiskii, D. V., M. M. Zhuchenko, and N. Ya. Mal'tsev. *Teoriya i ustroistvo sudna*. L.: Sudostroenie, 1976.
3. Rawson, K. J. and E. C. Tupper. *Basic Ship Theory*. Vol. 1. London & New York: Longman, 1976.
4. Salov, V. E., A. A. Finogenov, and D. Yu. Kholodov. RU 2240 254 C1, IPC B 63B 39/00. Sposob opredeleniya metatsentricheskoi vysoty sudna i sistema dlya ego osushchestvleniya. Russian Federation, assignee. Publ. 20 Nov. 2004.
5. Nechaev, Yu. I., and V. V. Yarisov. RU 2405 712 C1, IPC B 63B 39/14. Sposob kontrolya ostoichivosti sudna. Russian Federation, assignee. Publ. 10 Dec. 2010.
6. Mel'nik, V. N. *Ekspluatatsionnye raschety morekhodnykh kharakteristik sudna*. M.: Transport, 1990.
7. Nikitin, E. V. *Otsenka posadki i ostoichivosti sudna v usloviyakh ekspluatatsii*. Sevastopol': Akademiya VMS im. P. S. Nakhimova, 2011.
8. Derrett, D. R., and Bryan Barrass. *Ship Stability for Masters and Mates*. 5th Edition. Butterworth-Heinemann, 1999.
9. *International code on intact stability, 2008 (2008 is code). Resolution MSC.267(85) as amended*. 4th edition. SPb.: АО «ТсНИИМФ», 2019.
10. Annex 7. Resolution MSC.415(97) (adopted on 25 November 2016). Amendments to part B of the international code on intact stability, 2008 (2008 is code). MSC, 2016.
11. Bronshtein, I. N., and K. A. Semendyaev. *Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vtuzov*. M.: Glavizdat, 1953.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Никитин Евгений Васильевич —
доктор технических наук, профессор
Черноморское высшее военно-морское ордена
Красной Звезды училище имени П. С. Нахимова
299028, Российская Федерация, г. Севастополь,
ул. Дыбенко, 1
e-mail: yvnik76@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Nikitin, Yevgeny V. —
Dr. of Technical Sciences, professor
The Black Sea Naval College named
after P. S. Nakhimov
1 Dybenko Str., Sevastopol, 1299028,
Russian Federation
e-mail: yvnik76@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 9 декабря 2020 г.
Received: December 9, 2020.

MODEL FOR SELECTING THE PORT CARGO HANDLING EQUIPMENT ON THE BASIS OF MODELING THE PORT TECHNOLOGICAL LINE

I. V. Zub, Yu. E. Ezhov, N. N. Stenin

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
Saint-Petersburg, Russian Federation

The issue of introducing a quality criterion by the port to ensure competitiveness in the market of loading and unloading services is considered in the paper. It is noted that the quality criteria can be provided if the characteristics of the port handling equipment correspond to the calculated data on performance and reliability. It is emphasized that the formation of a fleet of port handling equipment (optimization), which is necessary after identifying “weak” points in the operation process, is a key task of port management. Cargo turnover, cost of technological processes, port capacity and warehouse capacity depend on the port handling equipment (various technological schemes of port operation depend on the equipment). In order to determine the economic effect of the introduction of new technological solutions or technical re-equipment, expressed in complete or partial replacement of the port handling equipment fleet, not only the costs of purchasing new equipment, the costs associated with changing the loading and unloading technology, but also the operating costs of maintaining the port handling equipment in working order are taken into account. The choice of port handling equipment is a task on which the economic performance of the port depends. To select the port reloading equipment, a model of the operation of the technological line, built on the basis of the Petri net apparatus, is considered. This model formalizes the process of functioning the technological line and models logical connections between events. The model of functioning the port technological line considers solutions to conflict situations, the analysis of which shows that they are related to the technical condition of the port handling equipment fleet, its performance and technical conditions. It is concluded that the combination of solutions to conflict situations affects the economic efficiency of the port. The obtained simulation data are taken into account when selecting the port handling equipment. Based on the obtained performance data of port cargo handling equipment fleet, the annual cargo turnover of the port is planned and the main characteristics of the service quality (speed of vehicle service, average waiting time of vehicle service) are identified.

Keyword: port handling equipment, modeling, technological processes, cargo turnover, selection criteria.

For citation:

Zub, Igor V., Yuri E. Ezhov, and Nikolay N. Stenin. “Model for selecting the port cargo handling equipment on the basis of modeling the port technological line.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1016–1028. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1016-1028.

УДК 656.614.35; 656.613.1

МОДЕЛЬ ВЫБОРА ПОРТОВОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЛИНИИ ПОРТА

И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, Н. Н. Стенин

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

В статье рассмотрен вопрос введения портом критерия качества для обеспечения конкурентоспособности на рынке погрузочно-разгрузочных услуг. Отмечается, что критерии качества могут быть обеспечены при условии соответствия характеристик портового перегрузочного оборудования расчетным данным по производительности и надежности. Подчеркивается, что формирование парка портового перегрузочного оборудования (оптимизация), необходимое после выявления «слабых» мест в процессе эксплуатации, является ключевой задачей управления портом. От портового перегрузочного оборудования зависят различные технологические схемы работы порта, грузооборот, себестоимость технологических процессов, пропускная способность порта и емкость склада. В целях определения экономического эффекта от внедрения новых технологических решений или технического перевооружения, выраженного в полной

или частичной замене парка портового перегрузочного оборудования, учитываются не только расходы на закупку нового оборудования, издержки, связанные с изменением технологии погрузочно-разгрузочных работ, но и эксплуатационные расходы на поддержание портового перегрузочного оборудования в работоспособном состоянии. Выбор портового перегрузочного оборудования является задачей, от решения которой зависят экономические показатели порта. Для выбора портового перегрузочного оборудования рассматривается модель функционирования технологической линии, построенная на основе аппарата сетей Петри. Данная модель формализует процесс функционирования технологической линии и моделирует логические связи между событиями. В модели функционирования технологической линии порта рассматриваются решения конфликтных ситуаций, анализ которых показывает, что они связаны с техническим состоянием парка портового перегрузочного оборудования, его производительностью и техническим состоянием. Сделан вывод о том, что совокупность решений конфликтных ситуаций оказывает влияние на экономическую эффективность работы порта. Полученные данные моделирования учитываются при выборе портового перегрузочного оборудования. На основе полученных данных о производительности парка портового перегрузочного оборудования планируется годовой грузооборот порта и определяются основные характеристики качества обслуживания (скорость обслуживания транспортного средства, среднее время ожидания транспортным средством обслуживания).

Ключевые слова: портовое перегрузочное оборудование, моделирование, технологические процессы, грузооборот, критерии выбора.

Для цитирования:

Зуб И. В. Модель выбора портового перегрузочного оборудования на основе моделирования технологической линии порта / И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, Н. Н. Стенин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1016–1028. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1016-1028.

Введение (Introduction)

Рост грузоперевозок и конкуренция между портами ужесточают требования к обслуживанию грузоперевозчиков и грузовладельцев. Для обеспечения качественного обслуживания вводится система менеджмента качества, устанавливающая основные критерии, одним из которых является скорость обслуживания транспортных средств (ТС), достигаемая следующими способами:

- увеличение количества портового перегрузочного оборудования (ППО);
- изменение технологии погрузочно-разгрузочных работ (ПРР);
- техническое перевооружение порта (замена ППО на более производительное).

Первый способ предполагает увеличения парка ППО с созданием резерва как по производительности, так и по количественному составу парка. При стратегическом планировании увеличения пропускной способности порта, которая зависит от суммарного потока входящих и выходящих грузопотоков и производительности ППО. Покупка резервного ППО должна иметь технико-экономическое обоснование. В то же время существует вероятность того, что имеющееся ППО можно использовать для существующей технологической схемы ПРР. При изменении технологии работы потребуются замена парка ППО.

Второй способ выполняется при изменении стратегических планов развития порта. Для данного варианта, связанного с изменением плана стратегического развития порта, имеются различные предпосылки: смена грузопотока, как по объему, так и по номенклатуре груза [1]. При этом парк ППО может остаться прежним или полностью быть заменен. Замена парка ППО требует капитальных вложений, поэтому этот процесс может продолжаться в течение длительного периода времени. Рисками при изменении технологии является временное снижение скорости обработки ТС и суммарного грузопотока из-за проведения реорганизационных мероприятий. Новая технология ПРР может изменять конфигурацию склада. При этом следует заметить, что под конфигурацией склада подразумевается расположение штабелей с грузом, при этом геометрические размеры терминала остаются прежними (S_n):

$$S_n = \text{const.} \quad (1)$$

Третий способ — техническое перевооружение порта — возможен при смене грузопотока и при моральном и физическом старении парка ППО.

При строительстве нового порта разрабатывается имитационная модель, на основе которой рассматриваются ситуации, при которых возможно появление рисков. На основе результатов анализа модели принимается решение об использовании в порту оптимальной технологической схемы, обеспечивающей скорость обработки ТС, сохранность груза и максимальный объем склада. На основе разработанной технологической схемы осуществляют выбор ППО.

Совершенствование работы порта базируется на изменении технологических схем ПРР, замены или модернизации ППО и реорганизации технической эксплуатации ППО. При разработке и обосновании работы технологических схем ПРР, как правило, выбирают ППО одной линейки, что позволяет сократить эксплуатационные расходы и, следовательно, себестоимость единицы обработанного груза (TEU, т, м³ и др.). Для определения экономического эффекта от внедрения новых технологических решений или технического перевооружения, которое выражается в полной или частичной замене парка ППО, учитываются не только расходы на закупку нового оборудования, издержки связанные с изменением технологии ПРР, но и эксплуатационные расходы на поддержание ППО в работоспособном состоянии.

Парк ППО — это производственный потенциал терминала, необходимый для выполнения технологических операций ПРР, поэтому из возможного потенциала парка ППО планируются не только годовой грузооборот порта, но и сменно-суточный план ПРР. Выбор ППО — задача, от решения которой зависят экономические показатели порта. Ввиду того, что всегда существуют варианты выбора, так как ППО производятся несколькими производителями, для решения этой задачи применяются различные способы и методы.

Методы и материалы (Methods and materials)

Смена технологии ПРР производится при изменении стратегических задач развития порта. Весь процесс изменений разбивается на определенные отрезки времени и носит последовательный характер. Если для изменения технологии ПРР требуется замена ППО, то на каждый этап планируются финансовые расходы (Φ_n) и определяются средства и способы приобретения оборудования. На финансовые расходы накладываются ограничения сверх планового периода:

$$\Phi_n \leq R_j, \quad (2)$$

где R_j — расходы на заданный горизонт планирования j .

Планирование доходов зависит от грузооборота порта. Горизонт планирования по грузообороту порта (Q_n) представляет следующее множество:

$$(qp_1, qp_2, \dots, qp_i) Q, \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (3)$$

Значения qp_i не зависят от предыдущего и последующего периода, грузооборот в i -й период не может быть точно определен, так как зависит от экономической ситуации и различных внешних воздействий. Для постановки задачи увеличения экономической составляющей порта ставится задача получения максимальной прибыли:

$$F_i(qp_1, qp_2, \dots, qp_i) \rightarrow \max. \quad (4)$$

Решение условия (4) зависит от Q_n на определенный плановый период, в течение которого функционал F_i будет иметь максимальные значения, достижимые только при наличии необходимых ресурсов ППО. Ресурс ППО по производительности зависит от технического состояния, которое обеспечивается системой технической эксплуатации. С увеличением наработки ППО расходы на обслуживание системы технической эксплуатации возрастают. Это объясняется старением деталей и узлов. Прибыль от эксплуатации ППО ($\Pi_{\text{экс}}$) в зависимости от времени наработки ($t_{\text{нар}}$) определяется выражением

$$\Pi_{\text{экс}}(t_{\text{нар}}) = Д(t_{\text{нар}}) - З(t_{\text{нар}}) - Ш(t_{\text{нар}}) \geq \Pi_{\text{min}}, \quad (5)$$

где $D(t_{\text{нар}})$ — доход от эксплуатации ППО; $3(t_{\text{нар}})$ — затраты на поддержание ППО в работоспособном состоянии; $Ш(t_{\text{нар}})$ — штрафные санкции за простой ТС под погрузкой (при отказе ППО); Π_{min} — минимальная граница прибыли.

Если неравенство (5) меняет знак на противоположный, то это свидетельствует о том, что парк ППО, если рассматривается парк в целом или отдельное оборудование, достиг предельного состояния и подлежит замене:

$$\Pi_{\text{экс}}(t_{\text{нар}}) \leq \Pi_{\text{min}}. \quad (6)$$

Кроме неравенства (6), при выборе ПТО рассматривается коэффициент (k_3), который показывает отношение стоимости единицы ППО ($C_{\text{т}}$) к затратам на эксплуатацию ($C_{\text{э}}$):

$$k_3 = \frac{C_{\text{т}}}{C_{\text{э}}} = \frac{C_{\text{тэн}} v_{\text{эн}} + C_{\text{тТОиР}} f(t_{\text{нар}})}{C_{\text{т}}}, \quad (7)$$

где $C_{\text{тэн}}$ — стоимость единицы энергоносителя, причем для оборудования, работающего от электропитания, кВт/ч, для оборудования с ДВС — л/ч или кг/ч дизельного топлива; $C_{\text{тТОиР}}$ — стоимость работ по техническому обслуживанию и ремонту (ТО и Р); $v_{\text{эн}}$ — потребляемое количество энергоносителей; $f(t_{\text{нар}})$ — функция, показывающая изменение расходов на эксплуатацию по мере наработки ППО:

$$f(t_{\text{нар}}) = \exp(k_c t) - 1, \quad (8)$$

где k_c — коэффициент, определяемый по статистическим данным.

Для окупаемости вложений в приобретение нового ППО задают целевую функцию

$$(\text{Эф}_n) \rightarrow \max, \quad (9)$$

где Эф_n — эффективность работы порта является функциональной зависимостью:

$$\text{Эф}_n = f(\Phi_n, Д, Т). \quad (10)$$

Здесь T — технология работы порта, являющаяся «вектором развития» на заданный плановый период.

Для определения технических ресурсов рассмотрим модель работы технологической линии порта (рис. 1), построенную при помощи использования аппарата сетей Петри. Использование последних обусловлено рядом специфических особенностей порта, а именно:

- в структуре порта выделяются подсистемы с обратными связями;
- оптимизация отдельных подсистем может приводить к конфликтным ситуациям, не обеспечивая системную оптимизацию;
- транспортные потоки и процесс обслуживания заявок стохастичны.

Позициями p_1-p_3 обозначен морской грузовой фронт (МГФ). В позиции p_2 могут быть несколько фишек в зависимости от количества технологических линий на одном причале (это зависит от грузоподъемности и размеров судна). Для снижения динамических нагрузок на причал при перемещении фронтального оборудования устанавливают по одной единице на каждый трюм при обработке линейных судов и в зависимости от специализации порта. Например, если на МГФ установлены порталные краны, то необходимо учитывать минимальный и максимальный радиусы поворота стрелы. Срабатывание перехода π_1 возможно в том случае, когда три фишки из позиций p_1-p_3 поступят на переход π_1 . Это означает, что причал не занят и готов к приему судна (позиция p_1), фронтальное ППО находится в исправном или работоспособном состоянии (позиция p_2), судно пришвартовано к причалу.

При количестве фишек в позиции p_2 больше одной разрабатывается встроенная сеть, поскольку в работе могут быть задействованы не все фишки, но в этом случае не сработает переход. В данном случае встроенная сеть помогает решить конфликтные ситуации. В позиции p_4 возникает конфликтная ситуация, груз находится на ППО в ожидании его передачи на складское оборудование

в том случае, если ППО не обладает достаточной производительностью или его количество меньше требуемого.

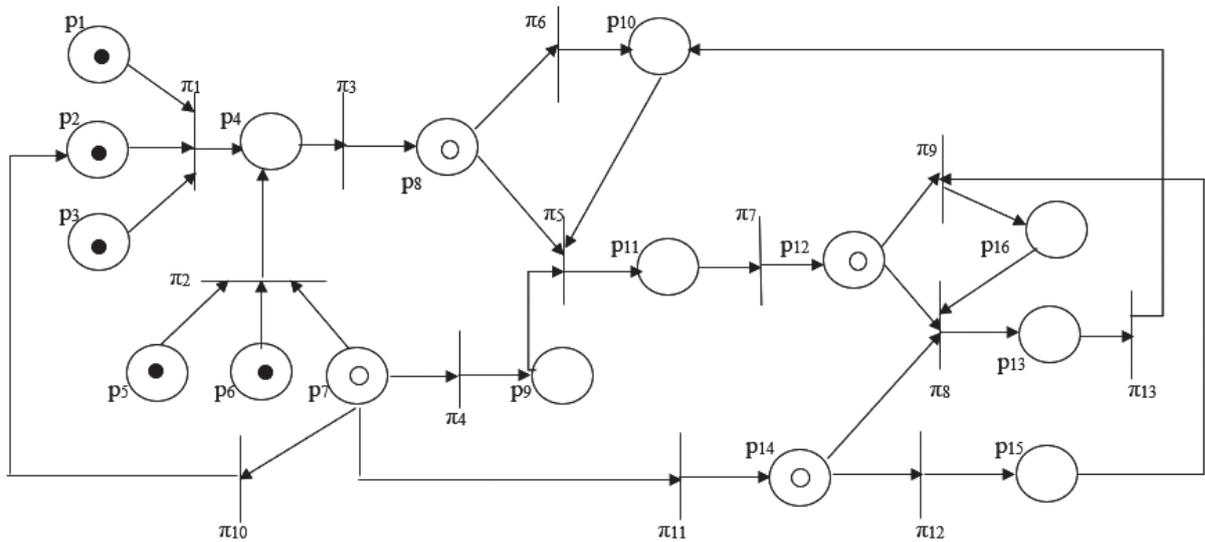


Рис. 1. Модель работы технологической линии порта:

- p_1 — причал; p_2 — причальное ППО; p_3 — судно; p_4 — выгрузка судна разрешена;
- p_5 — свободные места под складирование груза; p_6 — бригада докеров-механизаторов;
- p_7 — парк технологического ППО; p_8 — груз на фронтальном ППО; p_8 — груз на фронтальном ППО;
- p_9 — технологическое ППО свободно; p_{10} — фронтальное ППО в ожидании;
- p_{11} — груз на технологическом ППО; p_{12} — груз доставлен к месту хранения;
- p_{13} — груз на месте хранения; p_{14} — тыловое ППО свободно;
- p_{15} — тыловое ППО на месте выгрузки; p_{16} — ППО готов к выгрузке;
- π_1 — захват груза на судне; π_2 — формирование сменно-суточного плана;
- π_3 — выгрузка судна; π_4 — сдача технологического ППО в эксплуатацию;
- π_5 — погрузка транспортно-технологического ППО; π_6 — ожидание фронтальной машины технологического ППО для погрузки;
- π_7 — транспортировка груза к месту хранения;
- π_8 — перегруза груза на место хранения; π_9 — ожидание тылового ППО;
- π_{10} — выполнение ППО складских операций; π_{11} — перемещение тылового ППО к месту выгрузки; π_{12} — убытие технологического ППО под погрузку

Для планирования всех технологических процессов в порту, касающихся возможности принятия груза (наличие свободных грузовых мест (позиция p_5)), оптимального распределения ресурсов (людских (позиция p_6) и технических (позиция p_7)), формируется сменно-суточный план (ССП). Позиция p_7 является конфликтной. Конфликт в этой позиции решается вложенной сетью (рис. 2), которая отображает организацию работ по технической эксплуатации парка ППО (рассматривается технологическое и тыловое ППО), так как ППО может находиться на профилактических работах (ТО и Р), выполнять функциональные задачи на различных грузовых фронтах, а также быть в резерве. При срабатывании переходов π_1 и π_2 фишки перемещаются в позицию p_4 , т. е. выгрузка судна разрешена.

Вложенные сети [2], [3] позволяют расширить возможности основной сети и найти решения конфликтных ситуаций на стадии моделирования. Вложенные сети Петри работают автономно и взаимодействуют с основной сетью.

В позиции p_7 позициях r_1-r_3 имеют фишки, значение которых $k = n$, где n — количество ППО. В сети Петри (см. рис. 2), позиции r_1-r_3 являются конфликтными. Вложенная сеть позиций r_1-r_3 имеет идентичный характер (рис. 3). В этой сети моделируются только плановые, регламентные работы, так как в данном исследовании не ставились задачи рассмотрения аварийных ремонтов и причин вывода ППО из эксплуатации. В модели на рис. 3 переходы tv_1 и tv_2 — «переходы с охраной» (согласно терминологии источника [2]), имеют временное значение.

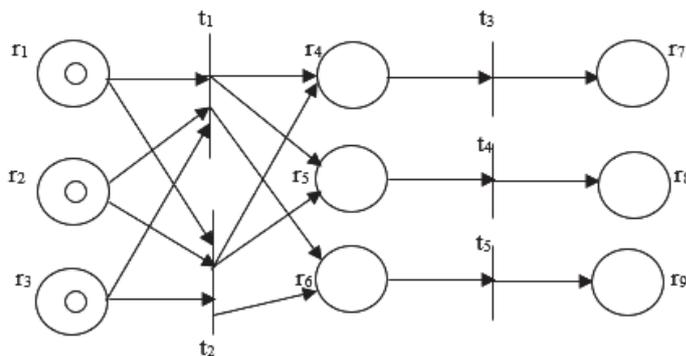


Рис. 2. Вложенная сеть Петри позиции p_7 ;

r_1 — фронтальное ППО; r_2 — тыловое ППО; r_3 — транспортно-технологическое ППО;
 r_4 — фронтальное ППО на ТО; r_5 — тыловое ППО в работоспособном состоянии;
 r_6 — транспортно-технологическое ППО в работоспособном состоянии;
 r_7 — фронтальное ППО в работоспособном состоянии; r_8 — тыловое ППО
 в работоспособном состоянии; r_9 — транспортно-технологическое ППО
 в работоспособном состоянии; t_1 — вывод на ТО; t_2 — вывод на плановый ремонт;
 t_3 - t_5 — проведение регламентных работ

В переходе tv_1 время наработки ($T_{нар}$) меньше или равно наработке ($T_{ТО}$) на проведение технического обслуживания (ТО): $T_{нар} \leq T_{ТО}$. В переходе tv_2 наработка меньше или равна наработке на текущий ремонт ($T_{тр}$): $T_{нар} \leq T_{тр}$. Это означает, что переход tv_1 или tv_2 сработает при достижении ППО определенной наработки моточасов.

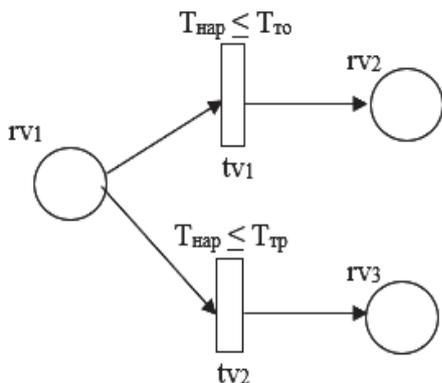


Рис. 3. Вложенная сеть

Петри позиций r_1 - r_3 ;
 rv_1 — ППО; rv_2 — ППО на ТО;
 rv_3 — ППО на ремонте;
 tv_1 — наработка на ТО;
 tv_2 — наработка на ремонт

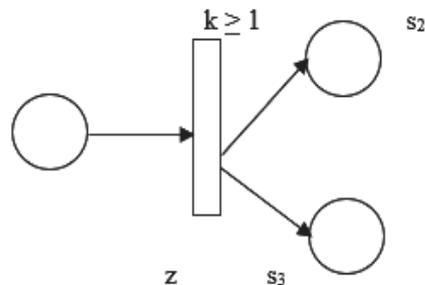


Рис. 4. Встроенная сеть позиции p_8 ;

s_1 — груз на фронтальной машине;
 s_2 — транспортно-технологическое ППО под погрузкой; s_3 — отсутствие
 транспортно-технологического ППО;
 z — переход с охраной

В позиции p_8 — конфликтная ситуация (рис. 4), которая довольно часто встречается в порту при ошибках в расчете производительности всех звеньев технологической линии.

Встроенная сеть позиции p_8 разрешает возникшую конфликтную ситуацию следующим образом: переход z срабатывает только в том случае, когда в наличии транспортно-технологическое ППО (k). При $k > 1$ транспортно-технологическое ППО будет простаивать в ожидании подачи груза фронтальным ППО. В позиции p_{12} конфликтная ситуация идентична ситуации в позиции p_8 .

Имитационная модель (см. рис. 1), моделируя работу технологической линии порта, выявляет конфликтные ситуации и их решения. На основе этой модели строится алгоритм выбора ППО технологической линии. Модель работы МГФ рассматривалась и в работах [3], [4], что свидетельствует об актуальности данного аспекта работы порта. В работе [4] рассматривается модель МГФ

для определения достаточного количества причалов для обработки заданного грузопотока, но не рассматривается производительность ППО.

Основными данными в процессе технологического проектирования МГФ являются количество планируемых судозаходов и судовых технологических операций: *судно — склад, судно — автотранспорт, судно — судно* и в обратном порядке. В результате расчетов получают следующие параметры МГФ: пропускная способность порта (т/год, TEUs/год, м³/год), производительность оборудования, длина причальной линии, м [5], [6].

В случае технического перевооружения порта при выборе ППО ориентируются на грузооборот порта Q_p , который определяется в виде суммы грузопотоков, прибывающих в порт морским Q_m и сухопутным Q_c путями:

$$Q_p = Q_m + Q_c. \quad (11)$$

Все порты, за исключением терминалов для перегрузки сжиженного природного газа и терминалов для обработки насыпных грузов (угольные, зерновые), используют МГФ как для погрузки, так и для выгрузки судов. В свою очередь, грузооборот порта зависит от вместимости склада и заданных параметров хранения груза. В работе [7] рассматривается объем ППП на складе. Если объем склада или определенная укрупненная единица хранения груза в порту (например, штабель на контейнерном или угольном терминале, резервуар для хранения углеводородов и др.) обслуживаются одной единицей ППО, то производительность установленного оборудования может быть меньше необходимой производительности, что потребует установки дополнительного оборудования.

Кроме МГФ, в порту функционирует железнодорожный и автомобильный грузовой фронты, которые характеризуются тем, что обслуживают определенные транспортные средства, имеют различные технологические процессы и ППО. На каждом грузовом фронте будут различные объемы ППП и, следовательно, разные эксплуатационные затраты на ППО [8]. Для выполнения планового объема ППП необходимо иметь производственный ресурс, зависящий от производительности ППО и выражающийся в машино-часах (машино-ч). Избыток мощности ППО приводит к его простоям, а недостаток — к простоям ТС, что отрицательно сказывается на конкурентоспособности порта [9].

При неопределенном или разнородном грузопотоке применяются универсальное ППО — порталные или мобильные краны [10]. Мобильные краны, ввиду того, что не привязаны к подкрановому рельсовому пути, могут использоваться практически в любой точке порта, а также имеют (в зависимости от модели) большую грузоподъемность, чем у порталных кранов. При покупке мобильно крана, как и для других видов ППО, лимитирующим параметром является давление аутригера ($F_{доп}$) на причал или складское покрытие:

$$F_{доп} < H_{доп. пр}, \quad (12)$$

где $H_{доп. пр}$ — допустимая нагрузка на причал.

Примечание. В случае мобильного крана допустимую нагрузку на причал определяют по распределенной нагрузке на аутригера.

Ограничения по допустимой нагрузке ($F_{доп}$) на покрытие складской зоны являются общими для ППО различного назначения и моделей:

$$F_{доп} < H_{доп. ск}, \quad (13)$$

где $H_{доп. ск}$ — допустимая нагрузка на покрытие складской зоны.

При переходе с одного вида ППО на другой выполняется расчет соответствия покрытия нагрузок на покрытие складской зоны по неравенствам (12) и (13). При выборе ППО, нагрузки которого превышают допустимые, порт несет *прямые* убытки (Y) на ремонт причала ($P_{пр}$) и покрытия складской зоны ($P_{ск}$), а также *косвенные*, которые можно выразить в денежных единицах, так как при ремонте причала уменьшается количество судозаходов (SC), а при ремонте покрытия складской зоны ($СЗ$) появляются убытки от потери площади порта под складирование груза:

$$Y = P_{пр} + P_{ск} + SC + CZ_y. \quad (14)$$

В работе [11] предлагается выбор ППО производить по числу контейнеров, подлежащих складированию на площади 1 га. По нашему мнению, данный показатель не является критерием для выбора ППО, так как не ориентирован на *входящий* и *выходящий* потоки контейнеров. В работах [4], [12], [13] и др. моделируется работа порта посредством построения моделей, но в них не рассматривается выбор ППО, несмотря на то, что производительность ППО является важным аспектом в обработке заданного грузооборота и обеспечении пропускной способности [14].

Результаты (Results)

Алгоритм выбора ППО технологической линии порта является важной задачей, так как ППО должно сохранять работоспособность при заданных нагрузках по обработке грузопотока, что обеспечивает выполнение проектных расчетов. В то же время конструкция ППО должна отвечать требованиям Правил Ростехнадзора¹.

При выборе ППО необходимо ввести следующие ограничения:

1. Соблюдение температурного режима эксплуатации ППО — в зоне умеренного климата диапазон эксплуатационных температур $\pm 40^\circ$.
2. Грузоподъемность (Сар) ППО должна превышать массу единицы груза.
3. Производительность ППО должна обеспечивать обработку планируемого или имеющегося грузопотока.

В настоящее время существует ряд производителей ППО, у которых заявленные технические характеристики ППО практически не имеют различий. Выбор ППО проводится методом экспертных оценок или при помощи модели. В первом случае выбор ППО зависит от опыта и предпочтений экспертов. Во втором случае выбор ППО основан на сравнении данных, используемых в модели. В построении модели используются данные, отражающие технические и эксплуатационные характеристики ППО.

Зная технические ресурсы и закон функционирования порта, можно прогнозировать, как будет работать порт при увеличении потока заявок, и определить основные характеристики качества (скорость обслуживания транспортного средства, среднее время ожидания транспортным средством обслуживания). На основании полученных данных портовый оператор будет планировать количество каналов обслуживания и состав парка ППО. При этом он ориентируется на следующие критерии:

– критерий ограничения расходов на оказание погрузочно-разгрузочной услуги (Р):

$$P = P_{пт} + P_{обсл} \rightarrow \min, \quad (15)$$

где $P_{пт}$ — расходы на приобретение ППО; $P_{обсл}$ — расходы на обслуживание ППО;

– критерий наибольшего экономического эффекта ($\mathcal{E}_{эфф}$):

$$\mathcal{E}_{эфф} = C_{пост} - C_c \rightarrow \max, \quad (16)$$

где $C_{пост}$ — поступающие средства (за вычетом налогов) от производства ППР; C_c — расходы на системы, обеспечивающие поступление средств.

С целью формализации технических аспектов введем следующие обозначения:

– модельное время t для суточного периода моделирования представим целочисленной переменной со значениями от 0 до 1080 (поминутная дискретизация);

– N — количество единиц ППО;

– n — количество типов ППО;

$V(t) = \{b_1(t), \dots, b_k(t)\}$ — вектор технического состояния ППО в момент времени t .

¹ Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения. СПб.: ООО «ЦОТБСППО», 2014. 124 с.

Состояние b_j описывается переменной, имеющей следующие значения:

0 — ожидание;

1 — занятость;

-1 — неисправность;

$x_i = (i = 1, \dots, n)$ — управляемые переменные — количество единиц ППО i -го типа;

$p_i = (i = 1, \dots, n)$ — суточная производительность единиц ППО i -го типа (TEU, т, м³ и др.);

$s_i = (i = 1, \dots, n)$ — себестоимость суточного содержания единицы ППО i -го типа, руб.;

d — средняя доходность обработки единицы груза;

Z — среднесуточное количество заявок на обслуживание транспортных средств, шт.;

r_{int} — средние потери доходов от суточной сверхплановой задержки обработки единицы груза, руб.;

r_{ext} — суточные потери предложения от суточной сверхплановой задержки обработки единицы груза, руб.;

V — емкость порта;

$\Pi = \{1, 2, \dots, k\}$ — множество производителей ППО, $k > 1$;

$\text{МК} \geq \max b$ — вылет морской консоли ППО, который должен быть равен или больше максимальной ширины судна (b);

$M = \{1, 2, \dots, n\}$ — множество моделей ППО у производителя Π , $n > 1$ (Выбор производится по требуемой грузоподъемности и производительности);

$g \geq \max h$ — максимальная глубина опускания грузозахватного приспособления ниже горизонта. (Зная проходные глубины порта, можно определить, с какой осадкой суда могут заходить в порт и, следовательно, выбрать параметр g).

Для ППО с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) учитываются следующие данные:

$D = \{1, 2, \dots, m\}$ — множество производителей ДВС, которыми комплектуется ППО, $m > 1$. При выборе ДВС для комплектования ППО учитываются ремонтпригодность, мощность и экологичность;

$B = \{1, 2, \dots, p\}$ — множество производителей ведущих мостов, которыми комплектуют ППО, $p > 1$;

$\text{Hyd} = \{1, 2, \dots, m\}$ — множество производителей гидравлических систем и гидравлических коробок передач, которыми комплектуют ППО, $m > 1$.

Для контейнерных терминалов в зависимости от технологии ППП выбор может быть между ричстакером (RS) и козловым краном на пневмоходу (RTG). В работе [15] рассматривается вопрос о количестве RTG, которые должны использоваться на одном штабеле контейнеров с учетом производительности крана и в зависимости от технологической ситуации. При принятой на терминалах высоте складирования 3,5 яруса и полном складировании контейнеров в высоту, равную пяти ярусам, коэффициент загрузки штабеля равен 0,7. Зная техническую производительность, можно получить эксплуатационную производительность для пиковых нагрузок:

$$\text{ПР}_{\text{эк}} = ((3600 - t_{\text{об}} - t_{\text{ф}} - t_{\text{пер}}) / t_{\text{дв}}) 0,7, \quad (17)$$

где $t_{\text{об}}$ — время обеда; $t_{\text{ф}}$ — время, отпущенное на физиологические нужды; $t_{\text{пер}}$ — время, выделенное на приемку-сдачу смены, $t_{\text{дв}}$ — время движения, затраченное на перегрузку контейнера.

При обсуждении выбора RS используют следующие обозначения объектов и их характеристики:

$G = \{\text{emp}, w\}$, где emp — погрузчик для порожних контейнеров; w — погрузчик для грузенных контейнеров;

RS — погрузчик с телескопической стрелой и различными грузовыми характеристиками, необходимыми для обработки контейнеров в первом и втором ряду стека;

$G_h = \{m_1, m_2, m_3\}$, где m_1, m_2, m_3 — грузоподъемность RS, соответственно, в первом, втором и третьем ряду.

При выборе RTG технологическими характеристиками являются выбор ширины пролёта и высоты складирования контейнеров. Стандартные RTG складывают под собой шесть рядов контейнеров по ширине (L), оставляя седьмой ряд свободным для проезда транспорта; в высоту (Y) складывается пять контейнеров, шестой ярус остается «проносным». Формула работы RTG записывается следующим образом: $L = 6 + 1$, $Y = 5 + 1$. Можно выбрать иную формулу для работы, однако это приведет к увеличению стоимости RTG.

Любое ППО в процессе эксплуатации подвергнуто внутренним и внешним воздействиям, которые приводят к изменению технического состояния оборудования. Для поддержания исправного или работоспособного технического состояния на любом техническом объекте проводятся регламентные работы, которые должны выполнять специалисты в соответствии с требованиями Правил Ростехнадзора. Если квалификация сотрудников порта не отвечает этим требованиям или по иным причинам, порт заключает с аутсорсинговой организацией договор на обслуживание ППО. В процессе решения вопроса о выборе между аутсорсинговыми организациями и штатным портовым ремонтным персоналом для обслуживания ППО используют *метод критериальных и экспертных оценок* [16]. Такой организацией может быть и дилер ППО, но в этом случае наличие сервисной службы (CS) у дилера рассматривается как один из критериев выбора ППО:

$$CS = \begin{cases} 1 & \text{— при наличии сервисной службы;} \\ 0 & \text{— при отсутствии сервисной службы.} \end{cases}$$

Еще одним критерием для рассмотрения ППО производителя является наличие у дилера склада запасных частей:

$$Sp = \begin{cases} 1 & \text{— при наличии склада запасных частей;} \\ 0 & \text{— при отсутствии склада запасных частей.} \end{cases}$$

От этого критерия зависит время простоя ППО в ожидании запасных частей в случае аварийной ситуации. Региональный склад (при наличии статистически обоснованного запаса запасных частей) сокращает период простоя ППО в ремонте.

В зависимости от модели ППО будут различные эксплуатационные затраты (Θ_3):

- на техническое обслуживание (Z_{TO});
- на текущие ремонты (Z_p).

С экономической точки зрения лучшим вариантом выбора ППО будет тот, при котором соблюдается следующее условие:

$$\Theta_3 = (Z_{TO} + Z_p) \rightarrow \min. \quad (18)$$

При появлении на рынке новых моделей ППО возникает ситуация неопределенности по эксплуатационной надёжности и ремонтпригодности.

Модель выбора ППО представляет собой кортеж следующего вида:

$$M_{\text{ППО}} = \{MK, g, M_i, G_i, G_h, D_i, B_i, Hyd_i, CS, Sp\}.$$

После определения технических параметров ППО решается вопрос выбора варианта финансирования покупки:

$$\Phi_P = \{C, Z, L\}, \quad (19)$$

где C — собственные средства; Z_{cp} — заемные средства; L — лизинг.

Для решения задачи финансирования (19) необходимо понимание финансовых аспектов деятельности (Φ_d) порта с учетом ограничений (15), (16), (18) и кортежа управляемых переменных:

$$\Phi_d = \{p_i, s_i, d, Z, r_{in}, r_{ext}\}. \quad (20)$$

На кортеж финансовых управляемых переменных оказывают влияние переменные, отражающие техническое состояние ППО:

$$\text{Tex}_{\text{ППО}} = \{N, n, B(t), x_p\}. \quad (21)$$

Выбор ППО является сложной многовекторной задачей, которая решается посредством математического моделирования с учетом эмпирических знаний и опыта лица, принимающего решение.

Обсуждение (Discussion)

Различными специалистами рассматривались выбор ППО и работа порта путем построения моделей, но при этом не учитывались технические характеристики ППО, наличие в регионе сервисной службы и склада запасных частей, что оказывает влияние на время проведения ремонтных работ и простоя ППО в ожидании требуемых запасных частей. При выборе ППО должны учитываться не только технические характеристики, но и стратегия развития порта: если порт работает с одним грузопотоком, то приобретается специализированное ППО, если грузопоток неустойчив, и порт может его диверсифицировать, то приобретается универсальное ППО.

Рассмотрение работы технологической линии порта посредством сетей Петри позволило выявить конфликтные ситуации, которые показали, что возникающие конфликты в процессе эксплуатации технологической линии связаны с парком ППО. Это может быть как производительность, техническое состояние, так и количественный состав ППО. Проектирование посредством сетей Петри и вложенных сетей на этапе проекта могут определить конфликты и найти их решение.

Выводы (Summary)

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. В работе рассмотрена модель функционирования технологической линии при наличии постоянных грузопотока и емкости склада, а также рассчитана необходимая производительность ППО, которая обеспечит расчетную пропускную способность порта.
2. Для обеспечения технологических процессов обработки груза в порту основными параметрами ППО являются: производительность, геометрические размеры, а также возможность использования ППО с различными грузозахватными приспособлениями.
3. Для обеспечения работоспособности ППО детально рассматриваются следующие аспекты: наличие сервисной службы и склада запасных частей у дилера ППО, а также комплектация ППО узлами и механизмами, так как по желанию заказчика на ППО может быть установлено различное оборудование. Это позволит произвести комплектацию ППО, соответствующую условиям эксплуатации при условии соблюдения требований Правил [17].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов А. Л. Моделирование развития портов / А. Л. Кузнецов, А. В. Галин // Морские интеллектуальные технологии. — 2018. — № 3–1 (41). — С. 176–182.
2. Ломазова И. А. Вложенные сети Петри: моделирование и анализ распределённых систем с объективной структурой / И. А. Ломазова. — М.: Научный мир, 2004. — 208 с.
3. Дворянский Л. В. Имитационное моделирование и верификация вложенных сетей Петри с использованием CPNTools / Л. В. Дворянский, И. А. Ломазова // Моделирование и анализ информационных систем. — 2012. — Т. 19. — № 5. — С. 115–130.
4. Кузнецов А. Л. Моделирование работы морского грузового фронта / А. Л. Кузнецов, А. В. Кириченко, Д. А. Зайкин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 33–42. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-33-42.
5. Купцов Н. В. Разработка методики расчета оптимальной производительности морского грузового фронта для терминалов по экспортной перевалке угля на ранних стадиях проектирования / Н. В. Купцов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 5. — С. 925–940. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-925-940.
6. Валькова С. С. Методика оценки склада морского порта методами имитационного моделирования / С. С. Валькова, Ю. И. Васильев // Вестник Государственного университета морского и речного

флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 3. — С. 485–498. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-485-498.

7. Кузнецов А. Л. Разработка методики расчета потребности в ресурсах, необходимых для выполнения складских операций / А. Л. Кузнецов, В. Н. Щербакова-Слюсаренко, Я. Я. Эглит // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 4. — С. 724–734. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-4-724-734.

8. Рязанов А. Ю. Принципы гармонизации интересов сторон транспортного взаимодействия на основе теории игр / А. Ю. Рязанов // Вестник транспорта Поволжья. — 2009. — № 3 (19). — С. 22–24.

9. Ларин О. Н. Обоснование рациональных параметров погрузочно-разгрузочных комплексов в мультимодальных транспортно-логистических центрах / О. Н. Ларин, З. В. Альметова, Д. К. Шарапов // Инновационный транспорт. — 2014. — № 1 (11). — С. 6–12.

10. Синельщиков Е. В. Вопросы модернизации транспортно-логистической системы порта / Е. В. Синельщиков, М. С. Турпищева // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2019. — № 1. — С. 127–132. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-1-127-132.

11. Горобец С. Путь к причалу. Новые технологии в портовых терминалах мира / С. Горобец // Склад и техника. — 2007. — № 1. — С. 52–56.

12. Проталинский О. М. Имитационная модель технологических процессов грузового порта / О. М. Проталинский, А. А. Ханова, И. О. Бондарева // Вестник Саратовского технического университета. — 2010. — Т. 4. — № 2 (50). — С. 134–144.

13. Проталинский О. М. Теоретико-множественная модель процессов грузового порта / О. М. Проталинский, А. А. Ханова, И. О. Григорьева // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Управление, вычислительная техника и информатика. — 2009. — № 2. — С. 83–89.

14. Зуб И. В. Пропускная способность контейнерного терминала как функция технологии управления / И. В. Зуб // Высокие технологии, фундаментальные исследования, образование: сборник трудов Седьмой международной научно-практической конференции. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — С. 176–181.

15. Кузнецов А. Л. Влияние технических ограничений перегрузочного оборудования на производительность операций / А. Л. Кузнецов, А. Д. Семенов, В. П. Левченко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 3. — С. 417–429. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-417-429.

16. Зуб И. В. Критерии выбора сервисной службы транспортного терминала / И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов // Транспорт России: проблемы и перспективы – 2016: материалы Международной научно-практической конференции. 29–30 ноября 2016 г. — СПб.: ИПТ РАН, 2016. — Т. 2. — С. 78–84.

17. Технический регламент Таможенного союза. ТР ТС 010/2011. О безопасности машин и оборудования. — СПб.: ЦОТПБСППО, 2014. — 60 с.

REFERENCES

1. Kuznetsov, Alexander L., and Alexander V. Galin. “Port development simulation.” *Marine intellectual technologies* 3–1(41) (2018): 176–182.

2. Lomazova, I. A. *Vlozhennye seti Petri: modelirovanie i analiz raspredelennykh sistem s ob'ektivnoi strukturoi*. M.: Nauchnyi mir, 2004.

3. Dworzański, L. W., and I. A. Lomazova. “CPN Tools-Assisted Simulation and Verification of Nested Petri Nets.” *Automatic Control and Computer Sciences* 47.7 (2013): 393–402. DOI: 10.3103/S0146411613070201.

4. Kuznetsov, Aleksandr L., Aleksandr V. Kirichenko, and Dmitrii A. Zaikin. “Simulation of the sea cargo front operation.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*. 11.1 (2019): 33–42. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-33-42.

5. Kuptsov, Nikolay V. “Elaboration of calculation methods for optimum capacity of the marine side of export coal terminals on the early stages of design.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*. 9.5 (2017): 925–940. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-925-940.

6. Valkova, Svetlana S., and Yurii I. Vasil'ev. “A methodology for assessing the seaport warehouses using the imitation modeling methods.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.3 (2019): 485–498. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-485-498.

7. Kuznetsov, Aleksandr L., Victoria N. Shcherbakova-Slyusarenko, and Yan Ya. Eglit. "The assessment of the operational resources needed for warehouse operations." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.4 (2017): 724–734. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-4-724-734.
8. Ryazanov, Alexey Yuryevich. "Harmonizing the interests of transport interaction parties based on game theory." *Vestnik transporta Povolzhya* 3(19) (2009): 22–24.
9. Larin, Oleg N., Zlata V. Almetova, and Denis K. Sharapov. "Justification of rational parameters of cargo handling complexes in multimodal transport and logistics centers." *Innotrans* 1(11) (2014): 6–12.
10. Sinelshchikov, Evgeny Vladimirovich, and Marina Semenovna Turpishcheva. "Aspekts of modernization of the transport-logistic system of the port." *Vestnik of Astrakhan state technical university. Series: Marine engineering and technologies* 1 (2019): 127–132. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-1-127-132.
11. Gorobets, S. "Path to the pier. New technologies in the world's port terminals." *Sklad and technic* 1 (2007): 52–56.
12. Protalinsky, O. M., A. A. Khanova, and I. O. Bondareva. "Imitating model of technological processes of cargo port." *Vestnik of Saratov state technical university* 4.2(50) (2010): 134–144.
13. Protalinskiy, Oleg Miroslavovich, Anna Alexeevna Khanova, and Irina Olegovna Grigorieva. "Set-theoretical model of cargo port activity." *Vestnik of Astrakhan state technical university. Series: Management, computer science and informatics* 2 (2009): 83–89.
14. Zub, Igor V. "Capacity of a container terminal as a function of management technology." *High technologies, fundamental research, education: Proceedings of the Seventh international scientific and practical conference*. SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute, 2009. 176–181.
15. Kuznetsov, Aleksandr L., Anton D. Semenov, and Veronika P. Levchenko. "The influence of container handling equipment technical limitations on the operations productivity." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.3 (2019): 417–429. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-417-429.
16. Zub, I. V., and Y. E. Ezhov. "Criteria for selection of service transport terminal." *Transport in Russia: problems and prospects – 2016. Materials of the International scientific and practical conference*. Vol. 2. SPb.: IPT RAN, 2016. 78–84.
17. *Tekhnicheskii reglament Tamozhennogo soyuza. TR TS 010/2011. O bezopasnosti mashin i oborudovaniya*. SPb.: TsOTPBSPPO, 2014.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зуб Игорь Васильевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: zubiv@gumrf.ru, zubiv@mail.ru

Ежов Юрий Евгеньевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: ezhovye@gumrf.ru

Стенин Николай Николаевич — доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_texp@gumrf.ru, logist_nstenin@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zub, Igor V. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: zubiv@gumrf.ru, zubiv@mail.ru

Ezhov, Yuri E. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ezhovye@gumrf.ru

Stenin, Nikolay N. — associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_texp@gumrf.ru, logist_nstenin@mail.ru

Статья поступила в редакцию 9 декабря 2020 г.
Received: December 9, 2020.

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1029-1038

METHODS OF DATA RECOGNITION DURING SHIPS NAVIGATION

A. S. Bordyug

Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russian Federation

Ship data recognition leans on intelligent analytics based on machine learning algorithms. Deep neural network is an advancement in machine learning and a powerful tool for realizing ship autonomy. Deep learning or deep neural network methodologies are used in the various areas of the maritime industry, such as detecting anomalous situations, classifying ships by features and parameters, preventing ship collisions, detecting cyberattack risks, and navigating ports. The various methods of data recognition in shipping are discussed in the paper. Machine learning and artificial intelligence are two of the most promising ways to improve transportation efficiency. Machine learning in transport can be used to provide voice commands, autonomous operation, technical vision and similar tasks allowing to perform autonomous or remotely controlled ship operation. The ability to make the right decisions, process large amounts of data are some of the key challenges for the successful implementation of autonomous ship control. Despite the existing variety of machine learning methods, most traditional machine learning methods fail to solve these problems. In this paper, the traditional methods are classified into classical and reactive. Each of these methods has both advantages and disadvantages. The deep neural network is believed to shape the future of the maritime industry through its ability to use data on the operation and performance of ships.

Keywords: machine learning, artificial intelligence, data recognition, reactive methods, extreme learning network, deep learning in autonomous navigation, neural network.

For citation:

Bordyug, Aleksandr S. "Methods of data recognition during ships navigation." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1029–1038. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1029-1038.

УДК 681.5

МЕТОДЫ РАСПОЗНАВАНИЯ ДАННЫХ ПРИ ПЛАВАНИИ СУДОВ

А. С. Бордюг

ФГБОУ ВО «КГМТУ», г. Керчь, Российская Федерация

В статье рассмотрены методы распознавания данных судна, опирающиеся на интеллектуальную аналитику, основанную на алгоритмах машинного обучения. Отмечается, что глубокая нейронная сеть является прогрессом в области машинного обучения и мощным средством для реализации автономии судна. Методологии глубокого обучения или глубоких нейронных сетей применяются в различных областях морской индустрии, например, таких как обнаружение аномальных ситуаций, классификация судов по признакам и параметрам, предотвращение столкновений судов, обнаружение рисков кибератак, навигация в портах. В данной статье рассмотрены различные методы распознавания данных в судоходстве. Машинное обучение и искусственный интеллект являются двумя наиболее перспективными путями повышения эффективности функционирования на транспорте. Машинное обучение на транспорте может применяться для подачи голосовых команд, автономного функционирования, технического зрения и аналогичных задач, позволяющих выполнять автономную или дистанционно-управляемую работу судна. Способность принимать правильные решения, обрабатывать большие объемы данных являются одними из ключевых проблем для успешной реализации автономного управления судном. Несмотря на существующее разнообразие методов машинного обучения, большинство традиционных методов машинного обучения не способны решить эти проблемы. В данной работе традиционные методы классифицированы на классические и реактивные. Каждый из этих методов обладает как преимуществами, так и недостатками. Считается, что глубокая нейронная сеть определит будущее морской отрасли

благодаря ее способности использовать данные об эксплуатации и характеристиках судов. В данной статье показана возможность использования глубоких нейронных сетей при плавании судов при появлении навигационных опасностей.

Ключевые слова: машинное обучение, искусственный интеллект, распознавания данных, реактивные методы, сеть экстремального обучения, глубокое обучение, нейронная сеть.

Для цитирования:

Бордюг А. С. Методы распознавания данных при плавании судов / А. С. Бордюг // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1029–1038. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1029-1038.

Введение (Introduction)

Плавание судов связано с множеством различного рода навигационных опасностей. Для осуществления полноценного функционирования автономному безэкипажному (беспилотному судну) необходимо ориентироваться на местности (получать актуальную информацию о навигационной обстановке). Для этого необходимо формировать и наполнять базу данных, создание которой требует комплексного подхода с поддержкой отраслевых специалистов, способных разрабатывать базу данных, осуществлять контроль ее наполнения и корректировку по мере необходимости, а также для этого необходимы отраслевые суда, которые по мере выполнения своих функций будут собирать и уточнять данные для нейронных сетей, которые могут явиться средством для управления управляющих автономными судами. Концепция автономного судна во многом определяется новейшими технологиями, машинным обучением и т. д. Одним из наиболее перспективных и возможных для применения на безэкипажных судах является *метод глубокого обучения нейронных сетей*, использующий алгоритм «сквозного обучения», способный извлекать знания, полученные опытным путем.

Основной целью работы является рассмотрение методов, использующих глубокие нейронные сети, их достоинства по сравнению с машинным обучением и другими традиционными методами распознавания данных. Для ее достижения в данной работе рассмотрены следующие методы машинного обучения: метод графика видимости, метод Вороного и глубокая нейронная сеть.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Важная задача при распознавании данных судна (курс, направление, скорость судна, помехи на курсе и т. д.) — обеспечить безопасное плавание судна и избежать столкновений в море и порту. Инжиниринг данных — это систематический многогранный процесс, преобразующий необработанные данные в требуемый формат, необходимый для дальнейшей обработки [1]–[4]. При автоматизации судов объем обрабатываемых данных может привести к появлению так называемого явления *больших данных*. Большой объем данных обеспечивает большую гибкость для тестирования и обучения модели судна.

Качество данных может снизить производительность модели, если их не обработать на предварительном этапе алгоритма машинного обучения. Если данные не обрабатываются ни из предметной области, ни из статистических данных, то это может привести к неверным выводам при выполнении статистического исследования [5], [6]. В случае глубокого обучения с применением глубокой нейронной сети, если система инициализируется на основе существующего набора данных с пропущенными и несложными значениями, это может привести к увеличению времени обработки. На данном этапе важную роль играет фильтрация данных. Источник и хранилище данных — это следующие ключевые компоненты, на которых основан весь процесс функционирования автоматизации судов. На этапе сбора данных их качество зависит от различных факторов для достижения лучшего восприятия (рис. 1), например, периода действия данных, их надежности, задачи, генерализуемости, полезности, полноты, актуальности и целостности [7]–[11].

Процесс определения данных, получаемых с помощью датчиков, экспериментов, моделирования или расчетов может осложнить проблему эффективной фильтрации и преобразования данных [12]. Категориальные и числовые данные доступно сохраняются и фильтруются, а при необ-

ходимости анализа категориальные данные могут быть преобразованы в числовые путем выполнения либо кодирования меток, либо однократного кодирования [13], [14].



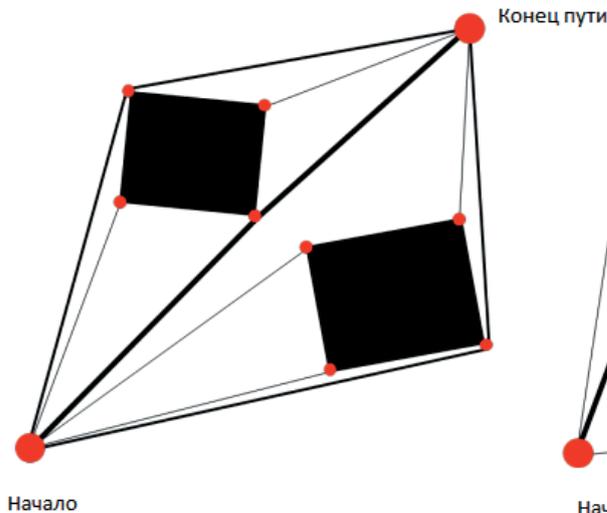
Рис. 1. Факторы, оказывающие влияние на качество данных

Способы создания автономного судоходства. Для уменьшения количества человеческих ошибок и повышения точности выполняемых процессов используют автономные системы. Автономная навигация судна состоит из различных датчиков для определения пути движения судна, погодных условий, свойств судна для определения безопасной траектории движения. Успешная реализация методов распознавания препятствий при автономной работе судов будет происходить с помощью принятия правильных решений на различных режимах работы судна. Улучшение методов распознавания данных привело к развитию алгоритмов машинного обучения и их усовершенствованному методу глубокого обучения.

Классические методы распознавания данных судна. Создание пути следования в основном предполагает перемещение машины, робота или любого устройства любыми возможными способами, чтобы добраться до места назначения. Устройство сканирует заданные пути следования и собирает навигационные данные. Навигационные данные используются в качестве входных для разработки алгоритма пути следования. Планирование пути выполняется с применением двух методов: графика видимости (рис. 2, а) и диаграммы Вороного (рис. 2, б). В методе, использующем график видимости, траектория движения судна очень близка к препятствиям. Это способствует нахождению минимального пути следования, однако необходимо держаться на безопасном расстоянии от препятствия. Данная траектория узнается судном и используется для создания алгоритма планирования пути [15]–[17].

Метод построения пути следования дает сбой, в случае, если отсканированный путь будет изменен или заблокирован, что является его недостатком. Устройство должно снова просканировать всю карту, чтобы рассчитать другой маршрут. Этот метод можно использовать только для мелкомасштабного картирования, поскольку повторное сканирование всей записи и вычисление результатов для крупномасштабного картирования являются продолжительными по времени. Диаграмма Вороного конечного множества точек на плоскости представляет такое разбиение плоскости, при котором каждая его область образует множество точек, более близких к одному из элементов множества, чем к любому другому элементу множества [18]–[20].

а)



б)

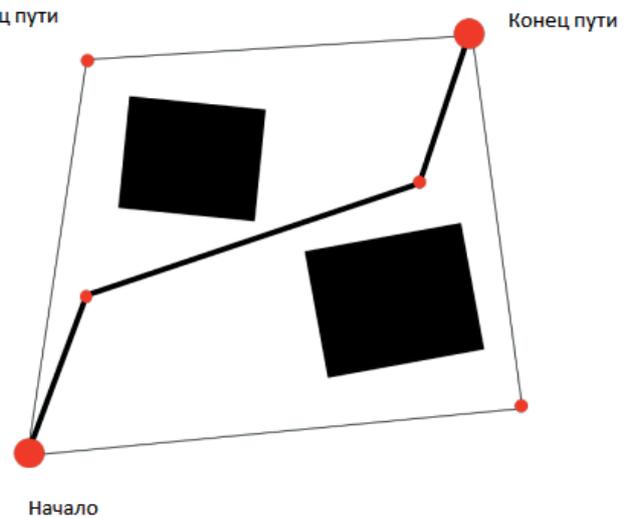


Рис. 2. Планирование пути:
а — метод графика видимости; б — метод Вороного

Реактивные методы распознавания данных. Контроллеры нечеткой логики используются в устройствах для управления определенными задачами. Метод нечеткой логики в основном используется в системах управления машинами, обеспечивая более точные законы, такие как «почти верно» или «частично неверно», вместо простого утверждения «верно» или «ложно». Преимущество данного метода состоит в том, что он позволяет реализовать логику «если..., то...», а не использовать сложные дифференциальные уравнения. Он также позволяет использовать графический пользовательский интерфейс, который упрощает реализацию.

Машинное обучение включает алгоритм, который оценивает и разделяет данные, а также разрабатывает логику. Трансферное обучение решает проблему посредством процесса обучения модели нейронной сети, осуществляемого из набора структурированных данных истории. Для эффективной работы данной методики необходим набор неискаженных правильных данных из исходной сети. Использование данного метода позволяет рассчитывать сложные ситуации за короткое время. Модель изначально обучается с использованием исходных аналогичных данных и один или несколько уровней этой «обученной» модели используются для разработки новой модели. Типичная блок-схема, представляющая метод трансферного обучения, показана на рис. 3. В процессе использования этого метода невозможно удалить какой-либо слой для уменьшения количества переменных, связанных с проблемой, поскольку это оказывает влияние на архитектуру системы, приводя к низкоуровневым ошибкам. Метод трансферного обучения используется в судоходной отрасли для идентификации и классификации различных судов [18]–[21].

Активное обучение — это особый случай машинного обучения, взаимодействующего с пользователем или источником для получения желаемых результатов в новых точках данных, основанный на методе множественного обучения классификаторов для принятия соответствующих решений (рис. 3). Базирующееся на методах выборки данных, таких как энтропия, активное обучение используется для решения множества задач классификации, таких как классификация судов в сложной среде. Более того, принципы активного обучения могут быть использованы для обнаружения аномалий при распознавании целей на автономных судах [22].

Обучение признакам — это набор методов, которые могут автоматически отличать иллюстрации, необходимые для обнаружения или классификации признаков, от существующих данных. Эти алгоритмы часто создаются искусственно на основе решаемых проблем и характеристик данных. В случае распознавания целей автономной навигации судна его метод используется для классификации объектов по данным АИС [23]–[26].

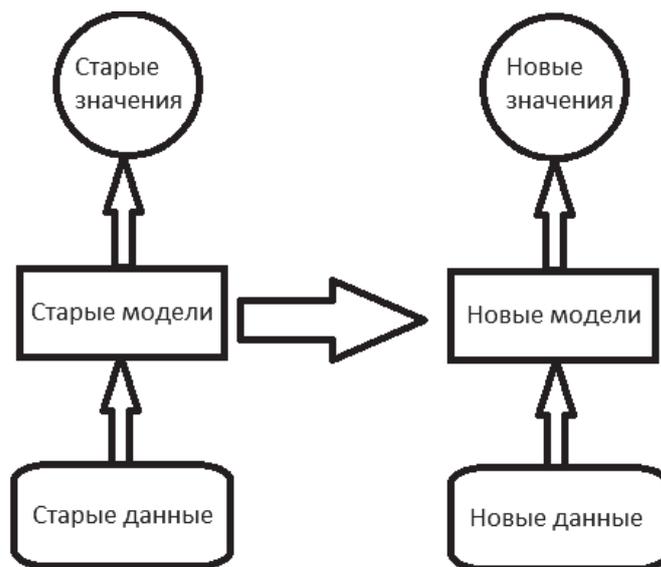


Рис. 3. Блок-схема, демонстрирующая работу трансфертного обучения

Глубокая нейронная сеть (ГНС) — это сложная нейронная сеть, состоящая более чем из двух слоев. Глубокая нейронная сеть отличается от нейронных сетей своей глубиной в архитектуре модели. Сложное математическое моделирование в глубоких слоях позволяет решать, используя данную методику, многие сложные ситуации. ГНС обучает несколько скрытых уровней сети, что обеспечивает лучшую производительность, с меньшим количеством параметров на каждом уровне. Глубокие нейронные сети позволяют решать сложные вычислительные задачи для разработки новых классов алгоритмов обработки сигналов. В морской индустрии ГНС используется для идентификации различных судов, распознавания образов и предотвращения столкновений.

Глубокая нейронная сеть при распознавании данных в автономном судоходстве. Большинство столкновений судов происходят из-за человеческого фактора. Процессы принятия решений на автономных судах играют важную роль. Интеллектуальная навигация необходима для оценки и управления рисками судоходства. Система автоматического предотвращения столкновений судов предназначена для поддержания принятия решений по обеспечению безопасной навигации.

Международная морская организация (ИМО) в 1972 г., в соответствии с Конвенцией о международных правилах предотвращения столкновений судов в море, ввела правовые рамки для регулирования ситуаций столкновения судов. Данные правила могут быть реализованы с помощью искусственного интеллекта для распознавания столкновений. Построение алгоритмов и блок-схем упрощает понимание решения проблем столкновений судов. Объяснением процедуры предотвращения столкновений служит схематическое изображение (рис. 4). Данные с датчиков анализируются и накапливаются в базе данных. При глубоком обучении действия координируются с береговой станцией, и эти данные накапливаются. При наличии данных с AIS, объединенных с данными из других источников, на судне имеется высокий уровень распознавания данных и ситуационной осведомленности. Методы, используемые для распознавания, включают вспомогательные векторные системы, нейронные сети, байесовские сети, гауссовские процессы. Данные методы определяют аномальное поведение, такое как отклонение от стандартных курсов, неожиданная активность AIS, неожиданное прибытие в порт, близкое приближение и вход в опасную либо иную зону [27]–[30].

Все указанные действия могут быть реализованы только при минимальном вмешательстве рулевого. Для разработки полностью автономной системы обнаружения аномальных данных она должна сопровождаться визуализацией взаимодействия судов.

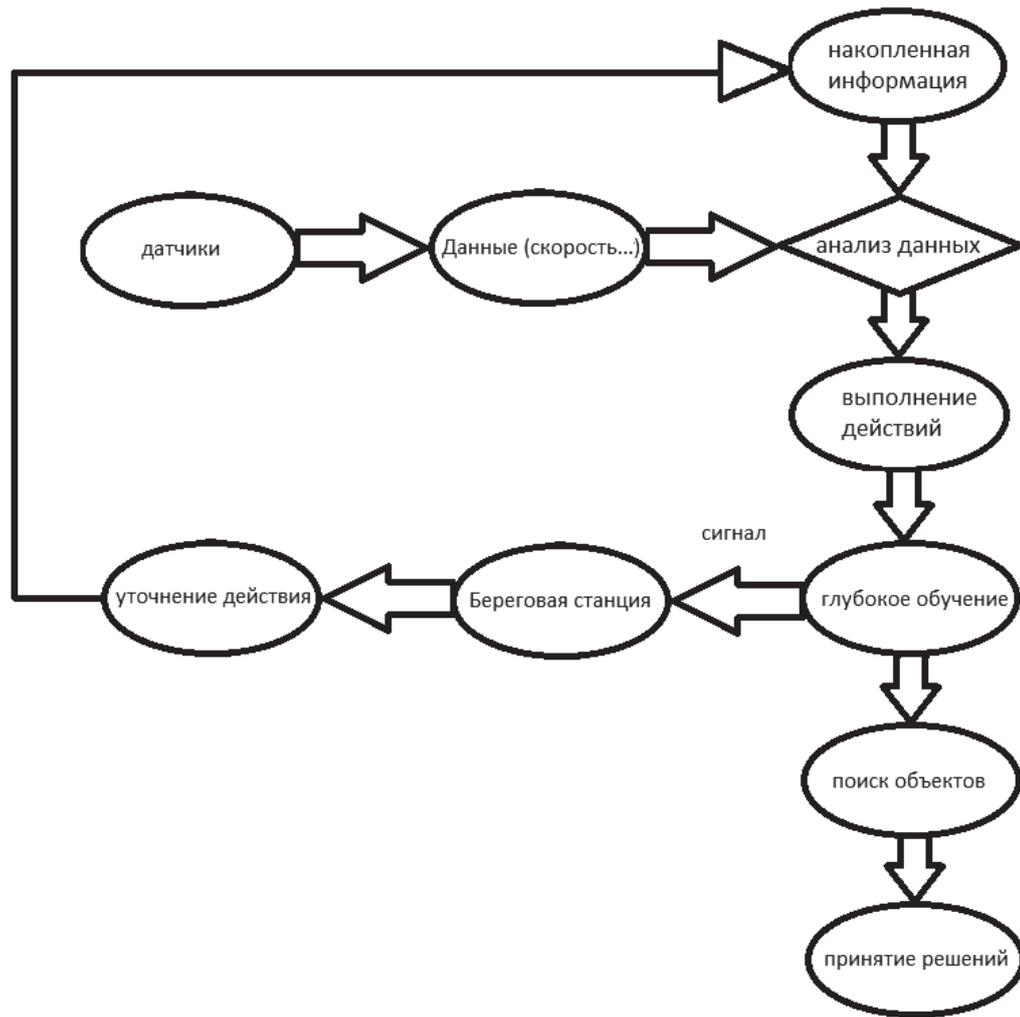


Рис. 4. Схематическое изображение автономного предотвращения столкновений судов

Реализация методов. Планирование пути — один из ключевых параметров морской автономной системы. Планирование пути судна можно разделить на две общие группы, а именно детерминированный и эвристический подход. Детерминированный подход использует набор строго определенных шагов для определения решения, а эвристический подход использует информацию внутри подпространства области поиска «приемлемое» решение, а не лучшее решение, удовлетворяющее проектным требованиям. Суть данного подхода состоит в том, что в нем предпринимается попытка избежать препятствий и достичь целевой точки на оптимальном расстоянии и в кратчайшие сроки. В настоящее время в области беспилотных автомобилей, мобильных роботов и дронов эффективное планирование пути содержит методы искусственного потенциального поля, нейронной сети, нечеткой логики и генетического алгоритма. Наиболее распространенным алгоритмом планирования пути является подход глубокого обучения, содержащий область безопасности вокруг каждого препятствия, которая служит для обозначения риска столкновения. Глубокое обучение с подкреплением хорошо решает проблему размерности и может обрабатывать многомерные входные данные.

Алгоритмы распознавания объектов важны для улучшения автоматического распознавания данных в судовой навигации. Глубокая архитектура способна выявлять сильно нелинейные нарушения в данных без предварительной обработки. Используя искусственные нейронные сети и алгоритм обратного распространения, нейронная сеть может научиться определять особенности данных, характерные для каждого класса. Проблема классификации спутниковых данных судов,

полученных из космоса, остается сложной и может быть решена с помощью статистической сверточной нейронной сети вместе с соответствующим методом распознавания данных.

Заключение (Conclusion)

В статье рассмотрены методы распознавания данных в судоходстве. Классические методы дают сбой при изменении маршрута либо резком появлении помехи, поэтому данные методы используются в основном для принятия контролируемых решений, что является недостатком для развития морского судоходства. Глубокие нейронные сети используются для идентификации различных судов, распознавания образов и предотвращения столкновений. Для достижения поставленной в работе цели, на основе выполненного анализа, можно сделать вывод о том, что алгоритмы машинного обучения способны принимать разумные решения, однако они могут усложняться для неструктурированных данных. Эти проблемы можно решить с помощью сетей глубокого обучения, в которых сложная ситуация решается с помощью многоуровневого иерархического подхода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Chernyi S. G. The Reliability Assessment of Functioning of Autonomous Power System of Drilling Rigs / S. G. Chernyi, A. S. Bordug, L. N. Kozachenko, P. A. Erofeev, V. A. Zhukov // 2020 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus). — IEEE, 2020. — Pp. 259–263. DOI : 10.1109/EIConRus49466.2020.9039117.
2. Bordug A. Analysis of Dynamic Processes in Maritime Engines of Ships / A. Bordug, N. Smetuch, I. Antipenko, A. Yashin // International Scientific Siberian Transport Forum. — Springer, Cham, 2019. — Pp. 816–824. DOI : 10.1007/978-3-030-37916-2_80.
3. Сметух Н. П. Скалярное многофакторное оценивание диагностических характеристик судовых энергетических систем / Н. П. Сметух [и др.] // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. — 2019. — № 12 (557). — С. 15–19. DOI: 10.33285/0132-2222-2019-12(557)-15-19.
4. Бордюг А. С. Создание лингвистических правил управления судном для повышения надежности работы СЭУ / А. С. Бордюг, В. А. Жуков, А. А. Железняк // Сборник научных трудов профессорско-преподавательского состава Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — СПб.: Изд-во ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2016. — С. 36–44.
5. Жиленков А. А. Проблема позиционирования объекта водного транспорта, как элемента поликомпонентной системы, относительно горизонта / А. А. Жиленков, С. Г. Черный, А. С. Бордюг // XXIII Санкт-Петербургская международная конференция по интегрированным навигационным системам: сб. материалов; Гл. ред. В. Г. Пешехонов. — СПб.: АО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор», 2016. — С. 396–400.
6. Доровской В. А. Синтез модели хранилища неопределенных данных информационной системы промыслового флота / В. А. Доровской [и др.] // Информационные технологии в управлении (ИТУ-2016): Материалы 9-й конференции по проблемам управления. — СПб.: Концерн «Центральный научно-исследовательский институт «Электроприбор», 2016. — С. 523–524.
7. Бордюг А. С. Повышение безопасности судна путем автоматизации СЭУ системами на базе нечеткой логики / А. С. Бордюг, И. Л. Титов, С. Г. Черный // Перспективные направления развития отечественных информационных технологий: материалы II межрегиональной научно-практической конференции. Науч. ред. Б. В. Соколов. — Севастопольский гос. ун-т, 2016. — С. 83–84.
8. Hammer A. Knowledge acquisition for collision avoidance maneuver by ship handling simulator / A. Hammer, K. Hara // MARSIM & ICSM 90, Intl. Conference, Marine Simulation and Ship Manoeuvrability. — Tokyo, 1990. — Pp. 245–252.
9. Nagasawa A. Simulation model to estimate a risk of marine traffic flow / A. Nagasawa, K. Hara, K. Inoue // Proceedings Techno-Ocean International Symposium. — Kobe, Japan, 1988.
10. Baldacci A. Maritime traffic characterization with the Automatic Identification System / A. Baldacci, S. Rolla, C. Carthel // NATO Workshop on Data Fusion and Anomaly Detection for Maritime Situational Awareness, La Spezia, Italy. — 2009.
11. Hasegawa K. Automatic collision avoidance system for ships using fuzzy control / K. Hasegawa // 8th Ship Control System Symposium, Hague. — 1987.

12. *Le Chenadec G.* Incremental Learning for Classification of Objects of Interest / G. Le Chenadec, Q. Olivau, B. Clement, P. Papadakis, K. Sammut. — 2019. — 7 p.
13. *Laxhammar R.* Anomaly detection for sea surveillance / R. Laxhammar // 2008 11th international conference on information fusion. — IEEE, 2008. — Pp. 1–8.
14. *Kim K. H.* Ship Detection Using Faster R-CNN in Maritime Scenarios / K. H. Kim, S. J. Hong, B. H. Choi, I. H. Kim, E. T. Kim // Proceedings of the Conference on Information and Control Systems (CICS) 2017, Dubai, United Arab Emirates, 29–30 April 2017. — Korea, 2017. — Pp. 158–159.
15. *Щекин В. П.* Adaptive fuzzy systems on Forel class taxonomy / В. П. Щекин, С. Г. Черный, А. С. Бордюг // Software & Systems. — 2014. — № 4. — С. 114–117.
16. *Lee S. M.* A fuzzy logic for autonomous navigation of marine vehicles satisfying COLREG guidelines / S. M. Lee, K. Y. Kwon, J. Joh // International Journal of Control, Automation, and Systems. — 2004. — Vol. 2. — No. 2. — Pp. 171–181.
17. *Filipowicz W.* On nautical observation errors evaluation / W. Filipowicz // TransNav: International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. — 2015. — Vol. 9. — No. 4. — Pp. 545–550. DOI: 10.12716/1001.09.04.11.
18. *Livshin I.* Manual Neural Network Processing / I. Livshin // Artificial Neural Networks with Java. — Apress, Berkeley, CA, 2019. — Pp. 21–46. DOI: 10.1007/978-1-4842-4421-0_3.
19. *Yuan J.* Course control of underactuated ship based on nonlinear robust neural network backstepping method / J. Yuan, H. Meng, Q. Zhu, J. Zhou // Computational intelligence and neuroscience. — 2016. — Vol. 2016. DOI: 10.1155/2016/3013280.
20. *Sakhre V.* Fuzzy counter propagation neural network control for a class of nonlinear dynamical systems / V. Sakhre, S. Jain, V. S. Sapkal, D. P. Agarwal // Computational intelligence and neuroscience. — 2015. — Vol. 2015. DOI: 10.1155/2015/719620.
21. *Polycarpou M. M.* Stable adaptive neural control scheme for nonlinear systems / M. M. Polycarpou // IEEE Transactions on Automatic control. — 1996. — Vol. 41. — Is. 3. — Pp. 447–451. DOI: 10.1109/9.486648.
22. *Дмитриев В. И.* Справочник капитана / В. И. Дмитриев [и др.]; под общ. ред. В. И. Дмитриева. — СПб.: Элмор, 2009. — 816 с.
23. *Сазонов А. Е.* Использование метода экспертных отношений предпочтения для оценки уровня совершенства системы управления безопасностью морского судна / А. Е. Сазонов, Г. С. Осипов, В. Д. Клименко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2013. — № 3. — С. 94–104.
24. *Сазонов А. Е.* Лингвистическая оценка уровня совершенства системы управления безопасностью судоходных компаний / А. Е. Сазонов, Г. С. Осипов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 1. — С. 7–16. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-7-16.
25. *Осипов Г. С.* Нечеткая экспертная система оценки уровня безопасности судоходных компаний / Г. С. Осипов, А. Е. Сазонов // XIV Международная научно-практическая конференция «Европейские научные исследования: инновации в науке, образовании и технологиях». — М.: Изд-во «Проблемы науки», 2016. — № 3 (14). — Pp. 10–11. DOI: 10.20861/2410-2873-2016-14-002.
26. *Statheros T.* Autonomous ship collision avoidance navigation concepts, technologies and techniques / T. Statheros, G. Howells, K. M. D. Maier // The Journal of Navigation. — 2008. — Vol. 61. — Is. 1. — Pp. 129–142. DOI: 10.1017/S037346330700447X.
27. *Jian-Hao X.* Application of artificial neural network (ANN) for prediction of maritime safety / X. Jian-Hao // International Conference on Information and Management Engineering. — Springer, Berlin, Heidelberg, 2011. — Pp. 34–38. DOI: 10.1007/978-3-642-24097-3_6.
28. *Moreira L.* Path following control system for a tanker ship model / L. Moreira, T. I. Fossen, C. G. Soares // Ocean Engineering. — 2007. — Vol. 34. — Is. 14–15. — Pp. 2074–2085. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2007.02.005.
29. *Ung S. T.* Test case based risk predictions using artificial neural network / S. T. Ung, V. Williams, S. Bonsall, J. Wang // Journal of Safety Research. — 2006. — Vol. 37. — Is. 3. — Pp. 245–260. DOI: 10.1016/j.jsr.2006.02.002.
30. *Olindersson F.* Developing a Maritime Safety Index using Fuzzy Logics / F. Olandersson, W. C. Bruhn, T. Scheidweiler, A. Andersson // TransNav, International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. — 2017. — Vol. 11. — No. 3. — Pp. 469–475. DOI: 10.12716/1001.11.03.12.

REFERENCES

1. Chernyi, Sergei G., Aleksandr S. Bordug, Lubov N. Kozachenko, Pavel A. Erofeev, and Vladimir A. Zhukov. "The Reliability Assessment of Functioning of Autonomous Power System of Drilling Rigs." *2020 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus)*. IEEE, 2020. 259–263. DOI: 10.1109/EIConRus49466.2020.9039117.
2. Bordug, Aleksandr, Aleksandr Yashin, Nadejda Smetuch, and Inna Antipenko. "Analysis of Dynamic Processes in Maritime Engines of Ships." *International Scientific Siberian Transport Forum*. Springer, Cham, 2019. 816–824. DOI: 10.1007/978-3-030-37916-2_80.
3. Smetyukh, N. P., S. G. Cherny, V. V. Enivatov, and A. S. Bordyug. "Scalar multifactor evaluation of diagnostic characteristics of ships power systems." *Avtomatizatsiya, telemekhanizatsiya i svyaz v neftyanoi promyshlennosti* 12(557) (2019): 15–19. DOI: 10.33285/0132-2222-2019-12(557)-15-19.
4. Bordyug, A. S., V. A. Zhukov, and A. A. Zheleznyak. "Sozдание lingvisticheskikh pravil upravleniya sudnom dlya povysheniya nadezhnosti raboty SEU." *Sbornik nauchnykh trudov professorsko-prepodavatel'skogo sostava Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*. SPb.: Izd-vo GUMRF imeni admirala S. O. Makarova, 2016. 36–44.
5. Zhilenkov, A. A., S. G. Chernyi, and A. S. Bordyug. "Problema pozitsionirovaniya ob'ekta vodnogo transporta, kak elementa polikomponentnoi sistemy, otnositel'no gorizonta." *XXIII Sankt-Peterburgskaya mezhdunarodnaya konferentsiya po integrirovannym navigatsionnym sistemam: sbornik materialov*. Edited by V. G. Peshekhonov. SPb.: AO «Kontsern «TsNII «Elektropribor», 2016. 396–400.
6. Dorovskoi, V.A., N. P. Smetyukh, A. S. Bordyug, and S. G. Chernyi. "Sintez modeli khranilishcha neopredelennykh dannykh informatsionnoi sistemy promyslovogo flota." *Informatsionnye tekhnologii v upravlenii (ITU-2016): Materialy 9-i konferentsii po problemam upravleniya*. SPb.: Kontsern "Tsentral'nyi nauchno-issledovatel'skii institut "Elektropribor", 2016. 523–524.
7. Bordyug, A. S., I. L. Titov, and S. G. Chernyi. "Povyshenie bezopasnosti sudna putem avtomatizatsii SEU sistemami na baze nechetkoi logiki." *Perspektivnye napravleniya razvitiya otechestvennykh informatsionnykh tekhnologii: materialy II mezhregional'noi nauchno-prakticheskoi konferentsii*. Edited by B. V. Sokolov. 2016. 83–84.
8. Hammer, A., and K. Hara. "Knowledge acquisition for collision avoidance maneuver by ship handling simulator." *MARSIM & ICSM 90, Intl. Conference, Marine Simulation and Ship Manoeuvrability*. Tokyo, 1990. 245–252.
9. Nagasawa, A., K. Hara, and K. Inoue. "Simulation model to estimate a risk of marine traffic flow." *Proceedings Techno-Ocean International Symposium*. Kobe, Japan, 1988.
10. Baldacci, A., S. Rolla, and C. Carthel. "Maritime traffic characterization with the Automatic Identification System." *NATO Workshop on Data Fusion and Anomaly Detection for Maritime Situational Awareness*. 2009.
11. Hasegawa, K. "Automatic collision avoidance system for ships using fuzzy control." *8th Ship Control System Symposium*. Hague, 1987.
12. Le Chenadec, Gilles, Quentin Olivau, Benoit Clement, Panagiotis Papadakis, and Karl Sammut. *Incremental Learning for Classification of Objects of Interest*. 2019.
13. Laxhammar, Rikard. "Anomaly detection for sea surveillance." *2008 11th international conference on information fusion*. IEEE, 2008. 1–8.
14. Kim, K. H., S. J. Hong, B. H. Choi, I. H. Kim, and E. T. Kim. "Ship Detection Using Faster R-CNN in Maritime Scenarios." *Proceedings of the Conference on Information and Control Systems (CICS)*. Korea, 2017. 158–159.
15. Shchekin, V. P., S. G. Chernyi, and A. S. Bordyug. "Adaptive fuzzy systems on forel class taxonomy." *Software & Systems* 4 (2014): 114–117.
16. Lee, Sang-Min, Kyung-Yub Kwon, and Joongseon Joh. "A fuzzy logic for autonomous navigation of marine vehicles satisfying COLREG guidelines." *International Journal of Control, Automation, and Systems* 2.2 (2004): 171–181.
17. Filipowicz, Włodzimierz. "On nautical observation errors evaluation." *TransNav: International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation* 9.4 (2015): 545–550. DOI: 10.12716/1001.09.04.11.
18. Livshin, Igor. "Manual Neural Network Processing." *Artificial Neural Networks with Java*. Apress, Berkeley, CA, 2019. 21–46. DOI: 10.1007/978-1-4842-4421-0_3.
19. Yuan, Junjia, H. Meng, Q. Zhu, and J. Zhou. "Course control of underactuated ship based on nonlinear robust neural network backstepping method." *Computational intelligence and neuroscience* 2016 (2016). DOI: 10.1155/2016/3013280.

20. Sakhre, Vandana, Sanjeev Jain, Vilas S. Sapkal, and Dev P. Agarwal. “Fuzzy counter propagation neural network control for a class of nonlinear dynamical systems.” *Computational intelligence and neuroscience* 2015 (2015). DOI: 10.1155/2015/719620.
21. Polycarpou, Marios M. “Stable adaptive neural control scheme for nonlinear systems.” *IEEE Transactions on Automatic control* 41.3 (1996): 447–451. DOI: 10.1109/9.486648.
22. Dmitriev, V. I., V. L. Grigoryan, S. V. Kozik, V. A. Nikitin, L. S. Rassukovanyi, G. G. Fadeev, and Yu. V. Tsitrik. *Spravochnik kapitana*. Edited by V. I. Dmitriev. SPb.: Elmor, 2009.
23. Sazonov, A. E., G. S. Osipov, and V. D. Klimenko. “Using expert preference relations to assess the perfection level of ships safety management system.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 3 (2013): 94–104.
24. Sazonov, Anatoly E., and Gennady S. Osipov. “Linguistic assessment of the perfection level of safety management system of shipping companies.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.1 (2017): 7–16. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-7-16.
25. Osipov, G. S., and A. E. Sazonov. “Fuzzy expert system of shipping companies safety assessment.” *XIV International Scientific and Practical Conference “European research: innovation in science, education and technology”*. No. 3(14). M.: Publishing house «Problems of science», 2016. 10–11. DOI: 10.20861/2410-2873-2016-14-002.
26. Statheros, Thomas, Gareth Howells, and Klaus McDonald Maier. “Autonomous ship collision avoidance navigation concepts, technologies and techniques.” *The Journal of Navigation* 61.1 (2008): 129–142. DOI: 10.1017/S037346330700447X.
27. Jian-Hao, Xu. “Application of artificial neural network (ANN) for prediction of maritime safety.” *International Conference on Information and Management Engineering*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2011. 34–38. DOI: 10.1007/978-3-642-24097-3_6.
28. Moreira, Lúcia, Thor I. Fossen, and C. Guedes Soares. “Path following control system for a tanker ship model.” *Ocean Engineering* 34.14–15 (2007): 2074–2085. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2007.02.005.
29. Ung, S. T., V. Williams, S. Bonsall, and J. Wang. “Test case based risk predictions using artificial neural network.” *Journal of Safety Research* 37.3 (2006): 245–260. DOI: 10.1016/j.jsr.2006.02.002.
30. Olindersson, F., W. C. Bruhn, T. Scheidweiler, and A. Andersson. “Developing a Maritime Safety Index using Fuzzy Logics.” *TransNav, International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation* 11.3 (2017). 469–475. DOI: 10.12716/1001.11.03.12.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Бордюг Александр Сергеевич —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО «КГМТУ»
298309, Российская Федерация, г. Керчь,
ул. Орджоникидзе, 82
e-mail: alexander.bordyug@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Bordyug, Aleksandr S. —
PhD
Kerch State Maritime Technological University
82 Ordzhonikidze Str., Kerch, 298309,
Russian Federation
e-mail: alexander.bordyug@mail.ru

*Статья поступила в редакцию 2 ноября 2020 г.
Received: November 2, 2020.*

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1039-1050

APPROACH TO CONTAINER TERMINAL SIMULATION MODELLING BASED ON BUSINESS PROCESSES

A. L. Kuznetsov¹, A. V. Kirichenko¹, A. D. Semenov²

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Yanino Logistics Park LLC, Leningrad Region, Russian Federation

Container transportation system, started its development in the middle of the last century as one of sea transport technology, is now the only alternative of global cargo transportation. This system today is spread on sea and land transportation systems. It is used in the global transportation as far as in the local goods movement. The main instrument for design and activity analysis of container transportation systems is simulation modelling. At the same time, it is pointed in the paper that used container terminal simulation model considers only technological operations. However, the influence of simultaneously implemented operations which require the same pool of technological equipment is not considered in these models as far as the effect of information delays. Though, these factors could greatly influence requirements for terminals resources. It is proved in the paper that this problem can be solved by application of container terminal simulation models based on business processes. The technological operations, which are usually researched in the traditional models of container terminal, are considered from the business process simulation point of view. It is also pointed that this approach gives the number of certain advantages. The method of container terminal simulation modelling based on the business processes allows you to evaluate the necessary number of terminals resources and analyze the particular business processes.

Keywords: seaport, dry port, container terminal, cargo handling equipment, simulation modelling, business processes, BPMN, operations research.

For citation:

Kuznetsov, Aleksandr L., Aleksandr V. Kirichenko, and Anton D. Semenov. "Approach to container terminal simulation modelling based on business processes." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1039–1050. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1039-1050.

УДК 656.615

ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ КОНТЕЙНЕРНЫХ ТЕРМИНАЛОВ НА ОСНОВЕ БИЗНЕС-ПРОЦЕССОВ

А. Л. Кузнецов¹, А. В. Кириченко¹, А. Д. Семенов²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — ООО «Логистический Парк «Янино», Ленинградская область, Российская Федерация

Рассмотрена контейнерная транспортно-технологическая система, получившая развитие в середине XX в. как разновидность морской перевозки и трансформировавшаяся в настоящее время в безальтернативную парадигму глобального товаропродвижения. Отмечается, что данная система в настоящее время распространяется как на морские перевозки, так и на их сухопутную составляющую, обеспечивая потребности международной торговли, а также удовлетворяя потребности региональной и национальной экономики. Подчеркивается, что основным инструментом проектирования и анализа деятельности контейнерных транспортных систем является имитационное моделирование. В работе приводится доказательство того, что используемые имитационные модели контейнерных терминалов затрагивают только технологические операции, не рассматривая при этом влияние параллельного выполнения нескольких операций одним составом технологических ресурсов, а также процессов передачи информации на эффективность операций. Обращается внимание на то, что скорость передачи информации является ключевым фактором, определяющим эффективность выполнения отдельных операций. Как следствие, задержки в передаче информации могут существенно повысить потребность в технологических и человеческих ресурсах.

В работе доказывается, что для учета влияния передачи информации на эффективность операций, необходимо использовать метод моделирования работы контейнерных терминалов, основанный на описании бизнес-процессов. Рассмотрены существующие технологические операции, исследуемые в традиционных моделях контейнерных терминалов с точки зрения бизнес-процессов, указаны преимущества, которые дает предлагаемый подход. Сделан вывод о том, что метод моделирования работы контейнерных терминалов, основанный на изучении бизнес-процессов, позволяет не только оценить потребность в технологических и человеческих ресурсах, но и выполнить анализ отдельных бизнес-процессов.

Ключевые слова: морской порт, сухой порт, контейнерный терминал перегрузочное оборудование, имитационное моделирование, бизнес-процессы, BPMN, исследование операций.

Для цитирования:

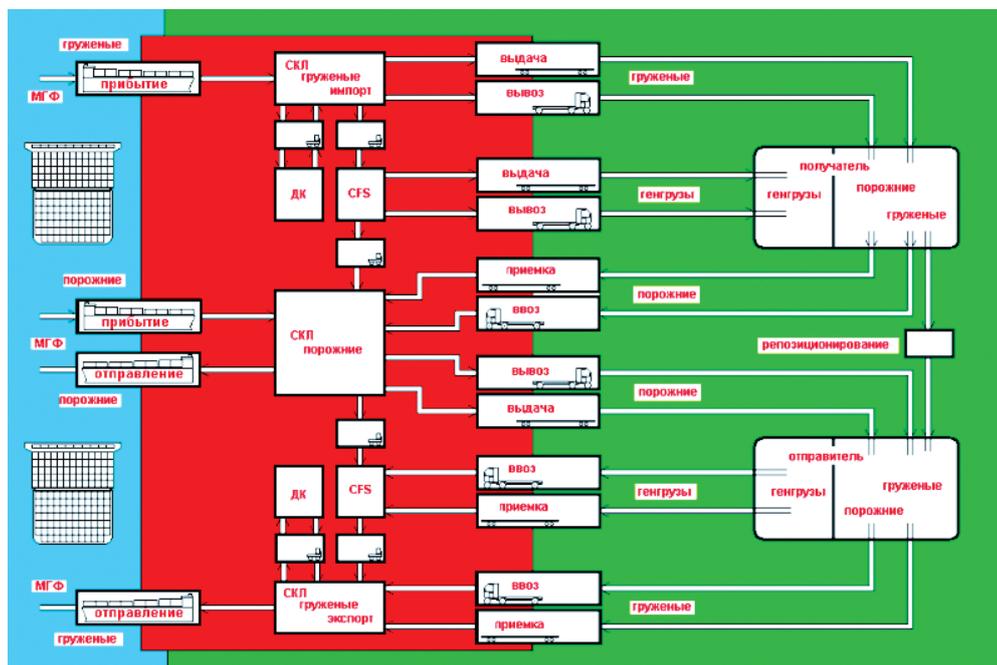
Кузнецов А. Л. Подход к моделированию контейнерных терминалов на основе бизнес-процессов / А. Л. Кузнецов, А. В. Кириченко, А. Д. Семенов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1039–1050. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1039-1050.

Введение (Introduction)

В настоящее время в отечественной и зарубежной специальной литературе имеется множество работ, посвященных моделированию контейнерных терминалов [1]–[3]. По своему гносеологическому назначению любая модель отражает не все, а лишь избранные свойства изучаемого объекта. Иными словами, какие бы свойства изучаемого объекта ни планировалось отразить в той или иной модели, она неизбежно отображает лишь часть из них с той или иной точностью (достоверностью, адекватностью). Построение модели в соответствии с изначальным планом и назначением является лишь первым шагом данного научно-познавательного процесса, ее практическая ценность будет зависеть от объективно доказанной степени близости параметров модели к изучаемым параметрам самого объекта. Отсюда следует, что потребительские качества модели контейнерного терминала определяются двумя основными критериями: изначально спланированным составом изучаемых характеристик и степенью их адекватности (близости к динамически наблюдаемым натурным значениям).

Разные модели контейнерных терминалов отличаются заложенной в их основе структурой выбранных к рассмотрению технологических элементов и их связей [4], [5]. На рис. 1 показаны типичные модели морских и наземных контейнерных терминалов, к которым может быть сведена функциональная структура большинства известных моделей.

а)



б)

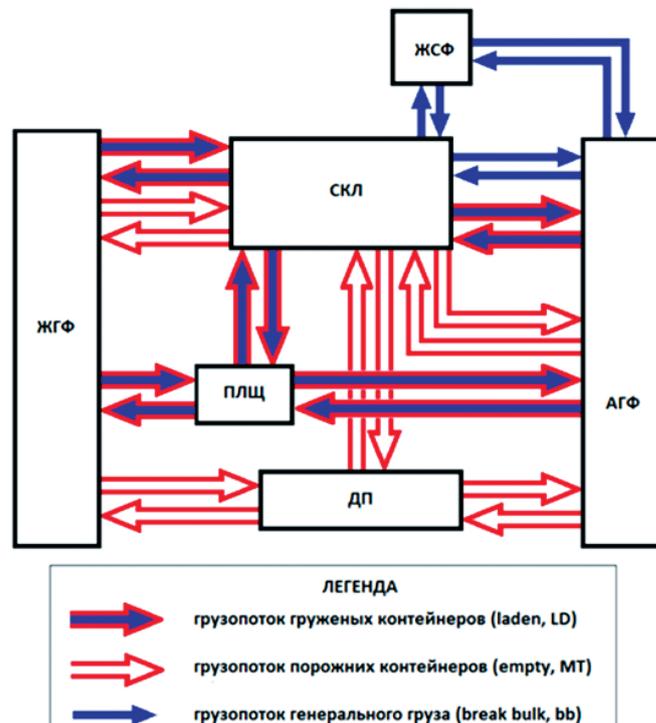


Рис. 1. Функциональные схемы контейнерных терминалов:
 а — морской терминал; б — наземный терминал

С теоретической точки зрения данные структуры отражают внутреннее строение некоторых абстрактных конечных автоматов, выходные значения которых определяются входными последовательностями (грузопотоками соответствующих фронтов) и внутренними состояниями (внутренними грузопотоками). Внутренние взаимодействия в пределах имеющейся структуры, как правило, определяются прямыми вычислениями, переводящими указанные представления в разряд *комбинационных схем*. В то же время внутренние процессы, генерируемые обработкой проходящих через терминал грузопотоков, связаны как с механизмами, которые могут быть отнесены к внутренней памяти, так и специфическими внутренними задержками, увеличивающими сложность текущих состояний. Если эти механизмы игнорируются, то соответствующая модель автоматически ограничивает свою «разрешающую способность» — она может быть использована, например, для оценки среднегодовых характеристик, но не будет служить инструментом краткосрочного планирования и управления.

Еще одним обстоятельством, характеризующим свойства традиционных имитационных моделей, является акцент на технологическом аспекте выполнения операций и игнорировании административно-управленческих особенностей их выполнения. Как следствие, модели подобного рода позволяют изучать в лучшем случае максимальные операционные параметры пропускных способностей.

Методической причиной ограничений является базовая концепция в основе построения имитационных моделей. В качестве методической основы для них используется функциональная схема терминала, рассмотренная с той или иной степенью подробности (рис. 1). В то же время любая детализация этой структуры не может выйти за пределы, устанавливаемые ею. В качестве аналога можно привести достаточно подробную функциональную схему компьютера (рис. 2).

Основным средством решения задачи является не его функциональная схема или его физическая реализация. Средством «одушевления» функциональной схемы является алгоритм — последовательность команд, предназначенных для абстрактного исполнителя, представленного в виде функциональной схемы, в результате выполнения которой он должен решить поставленную задачу.

Алгоритм должен описываться на формальном языке, исключая неоднозначность толкования, а исполнитель должен уметь выполнять все команды, составляющие алгоритм.



Рис. 2. Функциональная структура компьютера

Общих методических рекомендаций и просто обоснования перехода к более точным и адекватным моделям в рамках указанного общего подхода не существует. В то же время в смежных прикладных областях ведутся исследования в области моделирования различных бизнес-процессов [6]–[10]. Бизнес-процессы контейнерного терминала являются аналогом алгоритмов определенных компьютерных программ. Совокупность бизнес-процессов, их структура и логика выполнения могут меняться, совершенствуя или усложняя внутренние операции порта. Использование описания бизнес-процессов для моделирования работы любого терминала не имеет гносеологических ограничений, которыми обладают используемые в научной литературе модели. В данной работе рассматривается подход к моделированию контейнерных терминалов, основанный на описании бизнес-процессов.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Бизнес-процессы, по определению, это совокупность взаимосвязанных мероприятий или работ, направленных на создание определенного продукта или услуги для потребителей [11]–[13]. Данная совокупность включает как сугубо операционные действия, связанные с выполнением неделимых механизированных или автоматизированных процессов, так и операционные действия, активирующие или задерживающие эти процессы в зависимости от складывающейся оперативной обстановки [13]–[16]. Очевидно, что в эту сферу вовлечены как «мертвые» технологические ресурсы, так и «одушевленные» ресурсы в виде лиц, принимающих решения.

Парадигма рассмотрения деятельности любого предприятия (объекта) на протяжении всего цикла его существования как совокупности протекающих в нем управленческих (информационных) и материальных процессов, привела к выработке наглядной и удобной нотации в виде описания отдельных бизнес-процессов, где все оказывающие влияние на их запуск, проведение и завершение участники представляются как *акторы*. Условно можно принять, что выбранный аспект деятельности предприятия, моделируемый в виде соответствующего бизнес-процесса, представлен в виде набора «дорожек», в котором каждому из акторов выделена своя линия и весь происходящий во времени процесс сопоставим с эстафетным заплывом. Завершив свою часть этого «заплыва», тот или иной актер передает эстафету другому актору, выбираемому исходя из назначения, а также организационной и функциональной структуры вида деятельности. Например, в подобной нотации можно представить выполнение организацией маркетинговой функции, в которой актерами будут являться руководство предприятия, маркетинговый отдел в лице стратегической службы, коммерческий отдел в лице операционной службы продаж, производственный и сервисный отделы в лице технологической службы. Внутренние подпроцессы, происходящие на «плавательных дорожках» акторов, условно показаны на рис 3.

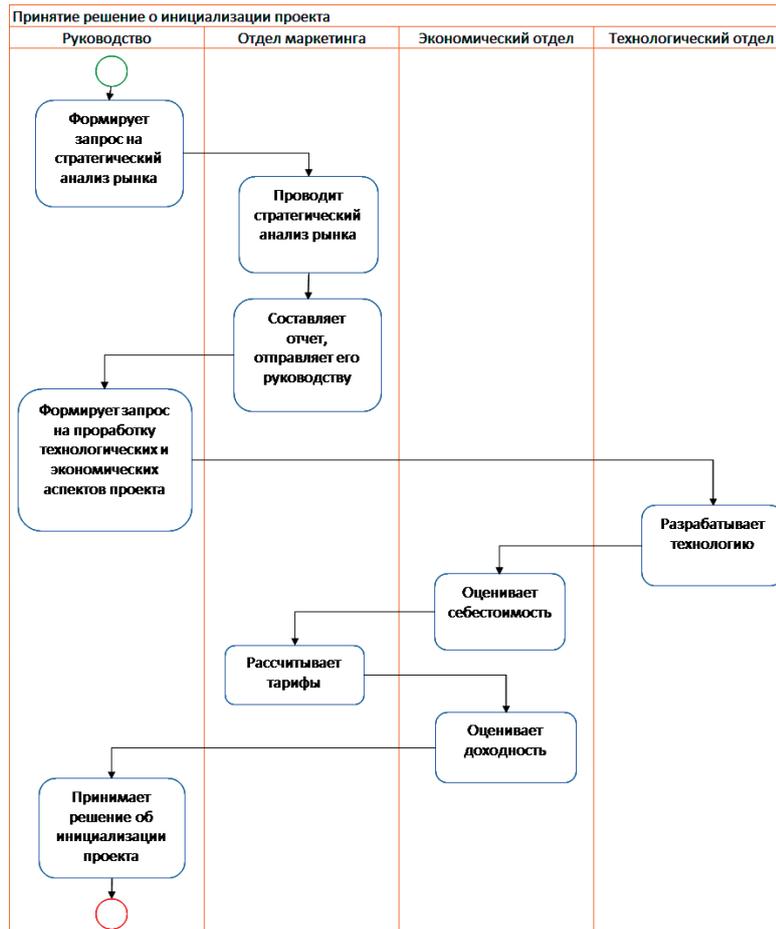


Рис. 3. Диаграмма бизнес-процесса принятия решения об инициализации проекта

Наиболее близкой к моделированию бизнес-процессов, составляющих деятельность контейнерного терминала в целом, является *технология моделирования технологических процессов*. Этот подход предполагает выделение отдельных операций, выполняемых технологическим оборудованием, при движении грузопотоков между функциональными элементами терминала. Пример подобного разделения показан на рис. 4.

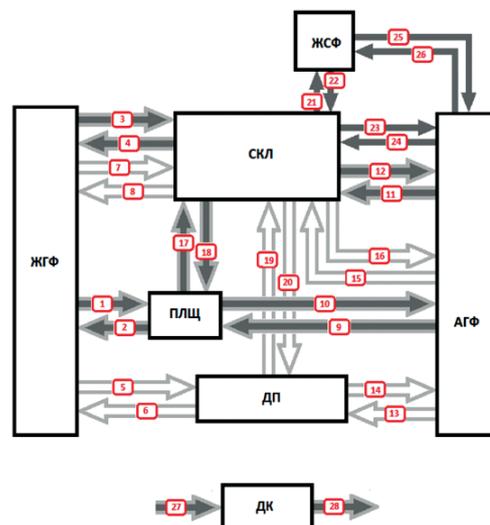


Рис. 4. Элементарные операции контейнерного терминала типа «сухой» порт

Полный список выделенных операций приведен в табл. 1.

Таблица 1

Список операций терминала типа «сухой» порт

№ п/п.	Операция
1	Груженный контейнер ЖГФ — ПЛЩ
2	Груженный контейнер ПЛЩ — ЖГФ
3	Груженный контейнер ЖГФ — СКЛ
4	Груженный контейнер СКЛ — ЖГФ
5	Порожний контейнер ДП — ЖГФ
6	Порожний контейнер ДП — ЖГФ
7	Порожний контейнер ЖГФ — СКЛ
8	Порожний контейнер СКЛ — ЖГФ
9	Груженный контейнер АГФ — ПЛЩ
10	Груженный контейнер ПЛЩ — АГФ
11	Груженный контейнер АГФ — СКЛ
12	Груженный контейнер СКЛ — АГФ
13	Порожний контейнер АГФ — ДП
14	Порожний контейнер ДП — АГФ
15	Порожний контейнер АГФ — СКЛ
16	Порожний контейнер СКЛ — АГФ
17	Груженный контейнер ПЛЩ — СКЛ
18	Груженный контейнер СКЛ — ПЛЩ
19	Порожний контейнер ДП — СКЛ
20	Порожний контейнер СКЛ — ДП

Следует отметить, что каждая операция выполняется с помощью того или иного технологического оборудования (рис. 5). Совокупность оборудования, используемого на контейнерном терминале для выполнения операций, составляет его *транспортно-технологическую схему*. Работа каждого вида оборудования может быть условно представлена в виде рис. 6.



Рис. 5. Примеры технологического оборудования



Рис. 6. Подъемно-транспортные движения, необходимые для выполнения операций

Использование каждого типа оборудования для выполнения конкретных операций описывается матрицей в виде табл. 2.

Таблица 2

Участие технологического оборудования в операциях

№ п/п.	Операция	Движение				
		<i>a-b</i>	<i>b-c</i>	<i>c-d</i>	<i>d-e</i>	<i>e-f</i>
1	Груженный контейнер ЖГФ — ПЛЩ	RS	RS	TT	RTG	RTG
2	Груженный контейнер ПЛЩ — ЖГФ	RTG	RTG	TT	RS	RS
3	Груженный контейнер ЖГФ — СКЛ	RS	RS	RS	RS	RS
4	Груженный контейнер СКЛ — ЖГФ	RS	RS	RS	RS	RS
5	Порожный контейнер ДП — ЖГФ	RS	RS	TT	ECH	ECH
6	Порожный контейнер ДП — ЖГФ	ECH	ECH	TT	RS	RS
7	Порожный контейнер ЖГФ — СКЛ	RS	RS	RS	ECH	ECH
8	Порожный контейнер СКЛ — ЖГФ	ECH	ECH	RS	RS	RS
9	Груженный контейнер АГФ — ПЛЩ	RTG				
10	Груженный контейнер ПЛЩ — АГФ					RTG
11	Груженный контейнер АГФ — СКЛ	RS	RS	RS	RS	RS
12	Груженный контейнер СКЛ — АГФ	RS	RS	RS	RS	RS
13	Порожный контейнер АГФ — ДП	ECH	ECH	ECH	ECH	ECH
14	Порожный контейнер ДП — АГФ	ECH	ECH	ECH	ECH	ECH
15	Порожный контейнер АГФ — СКЛ	ECH	ECH	ECH	ECH	ECH
16	Порожный контейнер СКЛ — АГФ	RS	RS	ECH	ECH	ECH
17	Груженный контейнер ПЛЩ — СКЛ	RS	RS	RS	RS	RS
18	Груженный контейнер СКЛ — ПЛЩ	RS	RS	RS	RS	RS
19	Порожный контейнер ДП — СКЛ	ECG	ECG	ECH	ECH	ECH
20	Порожный контейнер СКЛ — ДП	ECH	ECH	ECH	ECH	ECH

Очевидно, что все указанные в табл. 2 последовательности технологических операций представляют собой простейшие линейные бизнес-процессы. Соответствующая нотация бизнес-процесса образует характерную «лесенку», приведенную на рис. 7. В то же время такое описание не отражает участия самих исполнительных акторов — экземпляров технологического оборудования. Действительно, необходимость выполнения той или иной операции связана с перемещением ее между функциональными элементами терминала (например, грузовыми фронтами). Эта возникающая необходимость, по своей сути, является последовательностью запросов на технологическое оборудование, выполняющее выборку контейнера из исходной позиции, помещение его на средство транспортировки, перевозку, разгрузку и укладку в конечную позицию. Она может выполняться различными видами и разным количеством оборудования, которое в момент запроса может быть свободно или занято выполнением других операций.

Таким образом, окончание каждого действия представляет собой передачу управления ходом технологического процесса диспетчеру, обслуживающему поступающие заявки в соответствии с некоторой простотой (например, FIFO или близость расположения) или сложной (операционные приоритеты) дисциплиной. С учетом этого простая структура последовательности операций усложняется за счет добавления нового актора, диспетчера терминала и оборудования (рис. 8).

Каждый подпроцесс, происходящий на внутренней дорожке актора, инициируется завершением этапов соседних процессов. В свою очередь, завершение каждого процесса является информационным сигналом для запуска связанных с ним подпроцессов в рассматриваемом «бассейне».

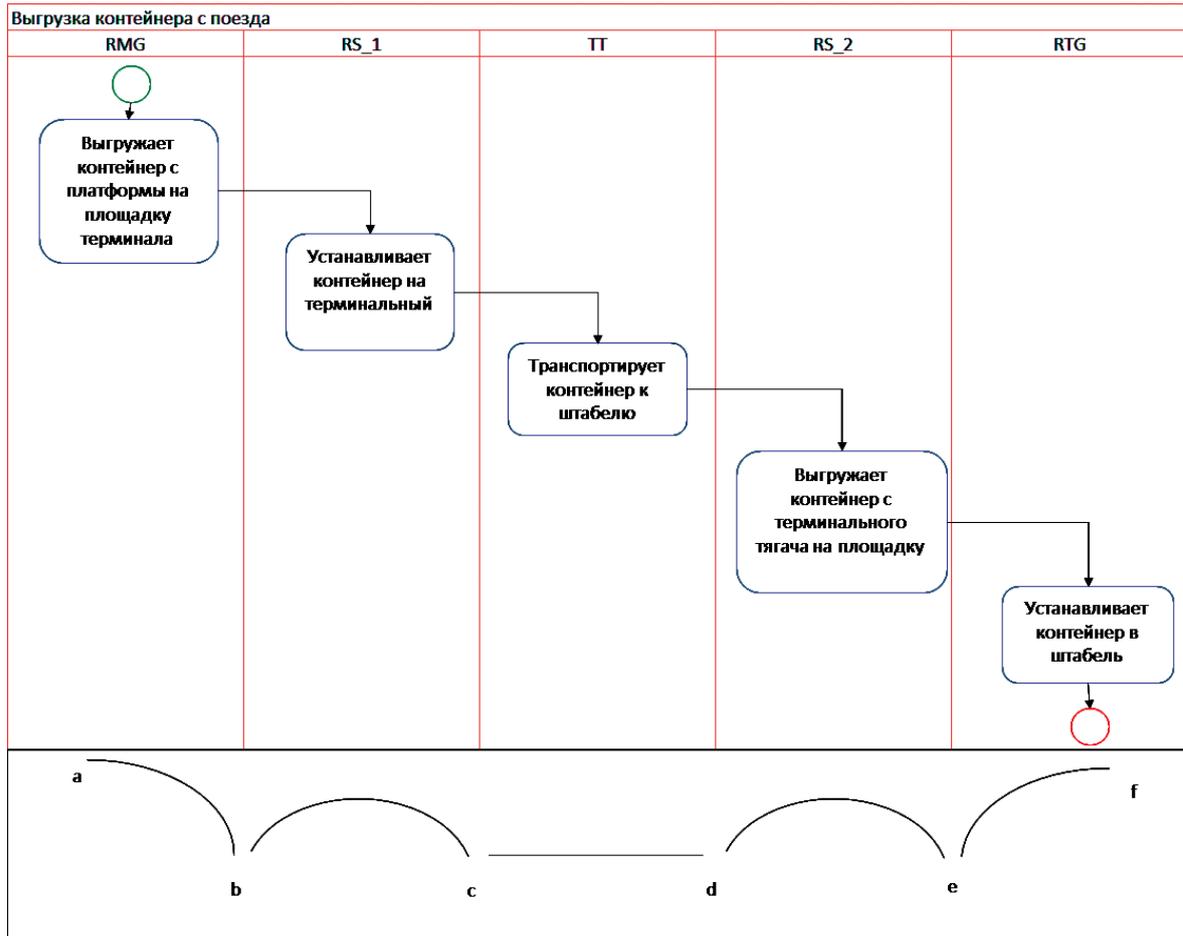


Рис. 7. Операция в простейшей нотации бизнес-процесса

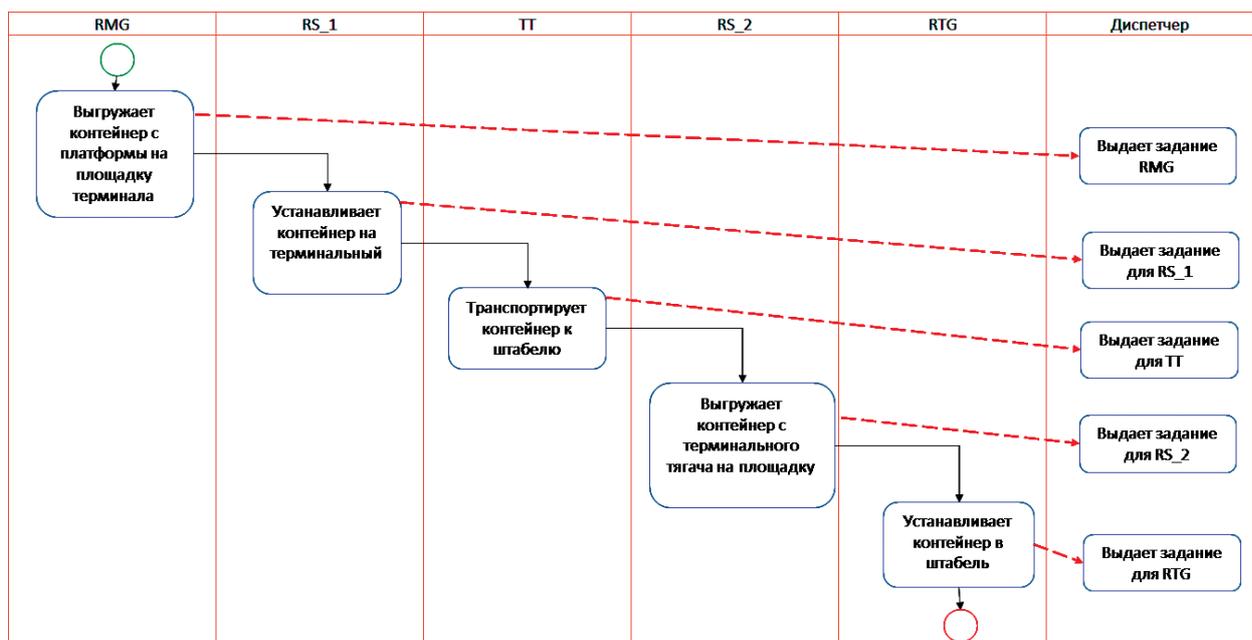


Рис. 8. Структура операции как бизнес-процесса

Если учесть, что по вертикальной оси условно отложено время протекания бизнес-процесса, то в данном случае указанные ранее взаимодействия считаются происходящими мгновенно. В то же

время эти управляющие и синхронизирующие воздействия могут иметь разный информационный носитель — от обновления данных внутри базы данных до переговоров по радиосвязи между операторами оборудования и диспетчером терминала. Как следствие, для анализа временных характеристик всего процесса важно иметь представление о природе и параметрах информационной «подложки», или платформы, на которой происходит обмен управляющими воздействиями. В этом случае отдельные звенья обмена сигналами обладают не только конечной, но и достаточно низкой скоростью передачи данных. Условно на рис. 8 это показано при помощи линий, имеющих различный наклон, характеризующий задержкой прохождения управляющей информации.

Результаты (Results)

Любое изучение выбранного составного бизнес-процесса сталкивается с операционной проблемой параллельного выполнения объектом — моделируемым терминалом — целого ансамбля экземпляров каждого процесса. Поскольку каждый из них задействует одни и те же ресурсы, их конкуренция за эти ресурсы оказывает существенное влияние на эффективность работы всей организации, одновременно выполняющей ту или иную совокупность бизнес-процессов.

В каждом отдельном бизнес-процессе участвует несколько акторов. В реальной деятельности выполнение каждого процесса не является линейной последовательностью всех шагов: закончив выполнение некоторого шага бизнес-процесса, актор может приступить к выполнению шага другого экземпляра такого процесса или шага иного процесса.

В случае, если возможности актора ограничены, то на время выполнения шага от становится недоступным для остальных нуждающихся в нем бизнес-процессов. Отложенные заявки на выполнение этапа вызывают приостановку выполнения соответствующих активированных бизнес-процессов. Задержки выполнения бизнес-процесса может вызывать как физическое отсутствие доступного оборудования, так и превышение пропускной способности обработки информации диспетчером. В любом случае этот механизм приводит к формированию очередей заявок, образующихся в физической среде протекания бизнес-процессов и внутри отображающей ее информационной платформы.

Каждый отдельный актор предполагает выполнение своих действий в оптимальном варианте, т. е. так, как это описывается эталонными процессами. Разброс параметров отдельных этапов и тем более нехватка ресурсов смежных акторов, участвующих в этих разделяемых процессах, приводят к невозможности оценить эффективность работы всей организации при выполнении параллельных действий. Эта проблема становится более сложной для изучения, когда каждый участник приближается к своей максимальной эффективности. Указанное противоречие может быть устранено только при помощи инструментов имитационного моделирования. В то же время имитационное моделирование должно реализовываться на новой основе, которая будет позволять учитывать как технологическую (материальную) структуру операций грузообработки, так и сопряженную с ней информационно-организационную структуру.

Моделирование бизнес-процессов контейнерного терминала позволяет оценить необходимое количество технологических и человеческих ресурсов на основании анализа очередей, возникающих на отдельных этапах бизнес-процесса. Кроме того, моделирование бизнес-процессов позволяет оценить время выполнения отдельных из них (рис. 9).

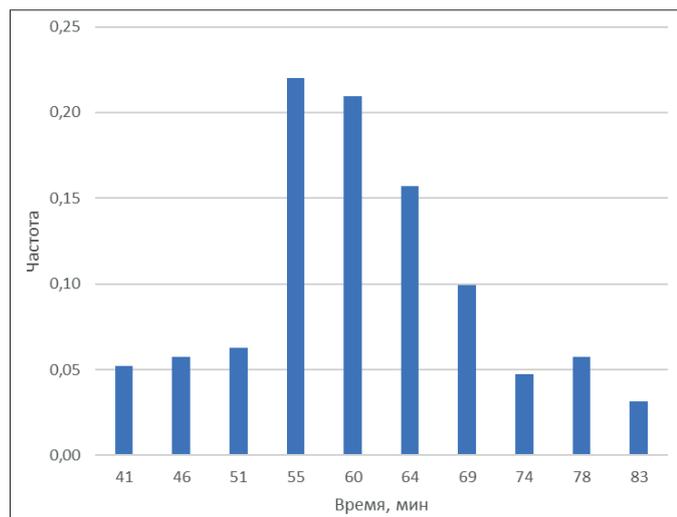


Рис. 9. Распределение времени выполнения бизнес-процесса

Выводы (Conclusions)

В результате выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Современные системы моделирования, используемые при проектировании, планировании и управлении операционной деятельностью контейнерных терминалов, ориентированы на моделирование только технологических процессов.
2. Для изучения управленческих аспектов и повышения общей эффективности контейнерных терминалов необходимо использовать методы моделирования бизнес-процессов.
3. Моделирование работы контейнерного терминала с помощью бизнес-процессов позволяет не только выполнить оценку потребности в технологических и управленческих ресурсах, но и проанализировать влияние выбранного состава и количества этих ресурсов на показатели эффективности работы терминала.
4. Моделирование работы терминала, которое будет проводиться на основе сформулированных принципов, позволит получить новую степень адекватности и близости модели к изучаемому объекту.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Dragović B.* Simulation modelling in ports and container terminals: literature overview and analysis by research field, application area and tool / B. Dragović, E. Tzannatos, N. K. Park // Flexible Services and Manufacturing Journal. — 2017. — Vol. 29. — Is. 1. — Pp. 4–34. DOI: 10.1007/s10696-016-9239-5.
2. *Кузнецов А. Л.* Имитационное моделирование как инструмент расчета наземных контейнерных терминалов / А. Л. Кузнецов [и др.] // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2018. — № 1. — С. 100–108. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-1-100-108.
3. *Кузнецов А. Л.* Роль имитационного моделирования в технологическом проектировании и оценке параметров грузовых терминалов / А. Л. Кузнецов [и др.] // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 2. — С. 93–102. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-93-102.
4. *Кузнецов А. Л.* Морские контейнерные перевозки: моногр. / А. Л. Кузнецов [и др.]. — М.: МОРКНИГА, 2019. — 412 с.
5. *Кузнецов А. Л.* Портоориентированная логистика: моногр. / А. Л. Кузнецов, А. В. Кириченко, О. В. Соляков, А. Д. Семёнов. — М.: Моркнига, 2021. — 247 с.
6. *Nakano H.* A study on the features of the evolution processes and business models of global enterprises in the transport sector / H. Nakano // Transportation research procedia. — 2017. — Vol. 25. — Pp. 3769–3788. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.05.235.
7. *Sharmeen F.* A business model perspective to understand intra-firm transitions: From traditional to flexible public transport services / F. Sharmeen, D. Drost, H. Meurs // Research in Transportation Economics. — 2020. — Vol. 83. — Pp. 100959. DOI: 10.1016/j.retrec.2020.100959.
8. *Leviäkangas P.* From business models to value networks and business ecosystems—What does it mean for the economics and governance of the transport system? / P. Leviäkangas, R. Öörni // Utilities Policy. — 2020. — Vol. 64. — Pp. 101046. DOI: 10.1016/j.jup.2020.101046.
9. *Merkert R.* Emerging business models and implications for the transport ecosystem / R. Merkert, Y. Z. Wong // Research in Transportation Economics. — 2020. — Vol. 83. — Pp. 100911. DOI: 10.1016/j.retrec.2020.100911.
10. *Genzorova T.* How digital transformation can influence business model, Case study for transport industry / T. Genzorova, T. Corejova, N. Stalmasekova // Transportation Research Procedia. — 2019. — Vol. 40. — Pp. 1053–1058. DOI: 10.1016/j.trpro.2019.07.147.
11. *Williamsson J.* Business models for dedicated container freight on Swedish inland waterways / J. Williamsson, S. Rogerson, V. Santén // Research in Transportation Business & Management. — 2020. — Pp. 100466. DOI: 10.1016/j.rtbm.2020.100466.
12. *Vegter D.* Supply chains in circular business models: processes and performance objectives / D. Vegter, J. van Hillegerberg, M. Olthaar // Resources, Conservation and Recycling. — 2020. — Vol. 162. — Pp. 105046. DOI: 10.1016/j.resconrec.2020.105046.

13. Биккеньяев Р. Ф. Моделирование логистических бизнес-процессов предприятия / Р. Ф. Биккеньяев // Вестник Саратовского государственного технического университета. — 2009. — Т. 4. — № 1 (42). — С. 155–160.

14. Бурда А. Г. Совершенствование бизнес-процессов морского агентирования при транспортировке сельскохозяйственных грузов: моделирование и информационное обеспечение / А. Г. Бурда, И. О. Бедаков // Вестник Сибирского института бизнеса и информационных технологий. — 2018. — № 1 (25). — С. 18–24.

15. Криворучко О. Н. Формирование бизнес-процессной модели автотранспортного предприятия / О. Н. Криворучко, Ю. А. Сукач // Экономика транспортного комплекса. — 2014. — № 23. — С. 91–103.

16. Михайлова Ж. В. Учетно-аналитическое обеспечение бизнес-процессов как инструмент реализации Стратегии развития транспортно-логистического Холдинга в условиях ресурсных ограничений / Ж. В. Михайлова // Транспортное дело России. — 2016. — № 2. — С. 148–151.

REFERENCES

1. Dragović, Branislav, Ernestos Tzannatos, and Nam Kuy Park. “Simulation modelling in ports and container terminals: literature overview and analysis by research field, application area and tool.” *Flexible Services and Manufacturing Journal* 29.1 (2017): 4–34. DOI: 10.1007/s10696-016-9239-5.

2. Kuznetsov, Alexander L’vovich, Alexander Viktorovich Kirichenko, Andrei Stanislavovich Tkachenko, and German Borisovich Popov. “Simulation modelling as a dry cargo terminals’ calculation tool.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 1 (2018): 100–108. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-1-100-108.

3. Kuznetsov, Alexander L’vovich, Alexander Viktorovich Kirichenko, Vladimir Alekseyevich Pogodin, and Victoria Nikolaevna Shcherbakova-Slyusarenko. “Importance of simulation modelling for technological design and evaluating parameters of cargo terminals.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2017): 93–102. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-93-102.

4. Kuznetsov, A. L., A. V. Kirichenko, O. V. Solyakov, and A. D. Semenov. *Morskie konteynerynye perevozki: monografiya*. M.: MORKNIGA, 2019.

5. Kuznetsov, A. L., A. V. Kirichenko, O. V. Solyakov, and A. D. Semenov. *Porto-orientirovannaya logistika: monografiya*. M.: MORKNIGA, 2021.

6. Nakano, Hiroyuki. “A study on the features of the evolution processes and business models of global enterprises in the transport sector.” *Transportation research procedia* 25 (2017): 3769–3788. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.05.235.

7. Sharmeen, Fariya, Denise Drost, and Henk Meurs. “A business model perspective to understand intra-firm transitions: From traditional to flexible public transport services.” *Research in Transportation Economics* 83 (2020): 100959. DOI: 10.1016/j.retrec.2020.100959.

8. Leviäkangas, Pekka, and Risto Öörni. “From business models to value networks and business ecosystems—What does it mean for the economics and governance of the transport system?.” *Utilities Policy* 64 (2020): 101046. DOI: 10.1016/j.jup.2020.101046.

9. Merkert, Rico, and Yale Z. Wong. “Emerging business models and implications for the transport ecosystem.” *Research in Transportation Economics* 83 (2020): 100911. DOI: 10.1016/j.retrec.2020.100911.

10. Genzorova, Tatiana, Tatiana Corejova, and Natalia Stalmasekova. “How digital transformation can influence business model, Case study for transport industry.” *Transportation Research Procedia* 40 (2019): 1053–1058. DOI: 10.1016/j.trpro.2019.07.147.

11. Williamsson, Jon, Sara Rogerson, and Vendela Santén. “Business models for dedicated container freight on Swedish inland waterways.” *Research in Transportation Business & Management* (2020): 100466. DOI: 10.1016/j.rtbm.2020.100466.

12. Vegter, Dennis, Jos van Hillegerberg, and Matthias Olthaar. “Supply chains in circular business models: processes and performance objectives.” *Resources, Conservation and Recycling* 162 (2020): 105046. DOI: 10.1016/j.resconrec.2020.105046.

13. Bikkennyayev, R. F. “Enterprise logistic business-processes’ modeling.” *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* 4.1(42) (2009): 155–160.

14. Burda, Alexey G., and Igor O. Bedakov. “Improving the marine agency business processes in the transportation of agricultural cargo: modeling and information support.” *Herald of Siberian Institute of Business and Information Technologies* 1(25) (2018): 18–24.

15. Kryvoruchko, O., and Yu. Sukach. "The formation of business-processes model of a motor transport enterprise." *Ekonomika transportnogo kompleksa* 23 (2014): 91–103.
16. Mikhaylova, Zh. "Accounting and analytical support of business processes as the instrument of realization of strategy of development of transport and logistics company in the context of resource constraints." *Transport business of Russia* 2 (2016): 148–151.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кузнецов Александр Львович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7

e-mail: thunder1950@yandex.ru, kaf_pgt@gumrf.ru

Кириченко Александр Викторович —

доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7

e-mail: KirichenkoAV@gumrf.ru

Семенов Антон Денисович — диспетчер

ООО «Логистический парк «Янино»
Российская Федерация, Ленинградская область,
Всеволожский район, д. Янино-1,
Торгово-логистическая зона «Янино-1», № 1

e-mail: asemyonov054@gmail.com

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kuznetsov, Aleksandr L. —

Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation

e-mail: thunder1950@yandex.ru, kaf_pgt@gumrf.ru

Kirichenko, Aleksandr V. —

Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation

e-mail: KirichenkoAV@gumrf.ru

Semenov, Anton D. — Dispatcher

Yanino Logistics Park LLC
Vsevolzhsky District, Yanino-1 village,
Trade and logistics zone Yanino-1, No. 1,
Leningrad Region, Russian Federation

e-mail: asemyonov054@gmail.com

*Статья поступила в редакцию 14 декабря 2020 г.
Received: December 14, 2020.*

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067

SEVERAL PROBLEMATIC ISSUES IN ASSESSING THE CARRYING CAPACITY OF PLANETARY GEARBOXES OF CRANE MECHANISMS

S. O. Baryshnikov, A. N. Ivanov, E. N. Andrianov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

This paper is devoted to the design problems and issues of estimating the bearing capacity of planetary reduction gear units, based on the study of basic circuit-design solutions of European manufacturers using high-hard external gearing and involute internal gearing that implements the convex-concave contact, and the experimental data, which are reflected in the regulatory documents of the basic standards of the Russian Federation. Due to the variety of factors limiting the weight and dimensions of the gearbox, there is the question of the possibility of solving this problem for this type of construction under subordinating with a certain degree of probability to single strength factor, which would significantly simplify the design of the main bearing units and comparative evaluation of gearboxes performed at using the various design solutions. Taking into account the operating practice, the main units that determine the initial dimensions of the gearbox of the studied type are the gearing and rolling bearings of satellites.

The proposed method provides a differentiated evaluation of the various factors that compares the contact endurance precluding premature structure failure due to fatigue chipping of teeth of the external and internal gearing with flexural endurance eliminating premature structure failure due to fatigue failure of the teeth of the sun wheels and satellites, and ensuring the durability of the satellites bearings by the method of equivalent cycles. To conduct a comparative assessment taking into account the loading mode, in combination with a given resource based on the model laws of load distribution, which have found application in domestic crane construction, the method of nodal points is proposed. Based on the conducted research, it has been shown that in the entire rational range of changes in the design parameter, both at a constant and variable load of the assigned mode and resource, the equal strength of gearing of the gearbox gears is determined by the contact endurance of the external gearing. It is assumed that the endurance curve has two inclined sections with parameters defined by the normative documents.

Graphs and formula that allows you to assign a steel grade and type of thermal or chemical-thermal treatment of a wheel with internal teeth with an assessment of the impact of the resource and operating mode of the crane mechanism are proposed. The solution of the condition for the bending strength of the teeth is presented by the formula and table, which determine the maximum number of gear teeth, taking into account the displacement coefficient, resource and operating mode. It has been shown that from the point of view of resource indicators the bearing unit of the satellite is the most vulnerable element only in a narrow range (from two to three) of the numerical values of the design parameter of the gear stage. The performed comparative analysis of the stress state of the main units and the obtained numerical results has showed the practical acceptability of using a planetary gearbox of the studied type of fatigue contact endurance of a high-hardness external gearing as a form-forming factor.

An indicator for the comparative assessment of gearboxes made according to the various circuit-design solutions, which depends only on the values of the internal gear ratio of the gearbox stages and torque and allows you to reduce the number of options permitted for detailed study at the stage of new design, is proposed.

Keywords: lifting mechanism, derricking mechanism, swing mechanism, loads distribution law, resource, single-row planetary mechanisms, strength of gearing, bearing unit of the satellite, fatigue curves.

For citation:

Baryshnikov, Sergey O., Anatoly N. Ivanov, and Evgenii N. Andrianov. "Several problematic issues in assessing the carrying capacity of planetary gearboxes of crane mechanisms." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1051–1067. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ В ОЦЕНКЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

С. О. Барышников, А. Н. Иванов, Е. Н. Андрианов

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Статья посвящена проблемам проектирования и вопросам оценки несущей способности узлов планетарных редукторов на основе изучения основных схемно-конструктивных решений европейских производителей, использующих высокотвердое внешнее зацепление и эвольвентное внутреннее зацепление, реализующее выпукло-вогнутый контакт, а также экспериментальные данные, нашедшие отражение в нормативных документах базовых стандартов РФ. В связи с многообразием факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора, в работе ставится вопрос о возможности решения данной задачи для подобного вида конструкции при подчинении ее с определенной долей вероятности одному прочностному фактору, что позволит значительно упростить проектирование основных несущих узлов и проведение сравнительной оценки редукторов, выполненных при использовании различных конструктивных решений. Учитывая практику эксплуатации, основными узлами, которые определяют исходные размеры редуктора исследуемого типа, являются зубчатые зацепления и подшипники качения сателлитов.

Предложенная методика дает дифференцированную оценку различных факторов, в которой сравнивается контактная выносливость, исключающая преждевременный выход конструкции из строя по причине усталостного выкрашивания зубьев внешнего и внутреннего зацеплений с изгибной выносливостью, исключающей преждевременный выход из строя конструкции, ввиду усталостной поломки зубьев зубчатых центральных колес и сателлитов, и обеспечивающей долговечность подшипников сателлитов по методу эквивалентных циклов. Для проведения сравнительной оценки с учетом режима нагружения, в сочетании с заданным ресурсом на базе типовых законов распределения нагрузок, нашедших применение в отечественном краностроении, предложен метод узловых точек. На основании проведенных исследований показано, что во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра как при постоянной, так и при переменной нагрузке назначенного режима и ресурса, равнопрочность зацеплений передач редуктора определяется контактной выносливостью внешнего зацепления. Принималось, что кривая выносливости имеет два наклонных участка с параметрами, определяемыми нормативными документами.

Приведены графики и формула, позволяющая назначать марку стали и вид термической или химико-термической обработки колеса с внутренними зубьями с оценкой влияния ресурса и режима работы кранового механизма. Решение условия равнопрочности зубьев по изгибу представлено формулой и таблицей, определяющими максимальное число зубьев шестерни с учетом коэффициента смещения, ресурса и режима работы. Показано, что с точки зрения ресурсных показателей подшипниковый узел сателлита является наиболее уязвимым элементом лишь в узком интервале (от двух до трех) численных значений конструктивного параметра ступени редуктора. Выполненный сравнительный анализ напряженного состояния основных узлов и полученные численные результаты показали практическую приемлемость использования в качестве формообразующего фактора планетарного редуктора исследуемого типа усталостной контактной выносливости высокотвердого внешнего зацепления.

Предложен показатель для сравнительной оценки редукторов, выполненных в соответствии с различными схемно-конструктивными решениями, который зависит только от значений внутреннего передаточного отношения ступеней редуктора и крутящего момента и позволяет уменьшить число вариантов, допускаемых к детальной проработке на стадии нового проектирования.

Ключевые слова: механизм подъема, механизм изменения вылета, механизм поворота, закон распределения нагрузок, ресурс, однорядные планетарные механизмы, прочность зацеплений, подшипниковый узел сателлита, кривые выносливости.

Для цитирования:

Барышников С. О. Некоторые проблемные вопросы в оценке несущей способности планетарных редукторов крановых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов, Е. Н. Андрианов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1051–1067. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1051-1067.

Введение (Introduction)

Рассматриваются планетарные редукторы, обеспечивающие снижение технологической себестоимости механизма и крана в целом, в централизованном производстве которых существует большая экономически целесообразная необходимость. Из всего многообразия планетарных механизмов [1] в подобных редукторах крановых и судовых приводов используются преимущественно планетарные однорядные механизмы $2k-h$ типа A (рис. 1) как наиболее выгодные с точки зрения простоты конструктивно-технологического исполнения. Далее этот механизм, являющийся составной частью редуктора, для краткости условимся называть *передачей A* . Принадлежащий этой передаче принцип многопоточности, высокая технологичность, использование высокотвердого внешнего зацепления и эвольвентного внутреннего зацепления, реализующего выпукло-вогнутый контакт, позволяют получать редукторы любой мощности и быстроходности и тем самым обеспечить в связи с интенсивным ростом грузоподъемности и скорости судов увеличение мощности энергетических установок и объем перевалки грузов через морские и речные торговые порты России.

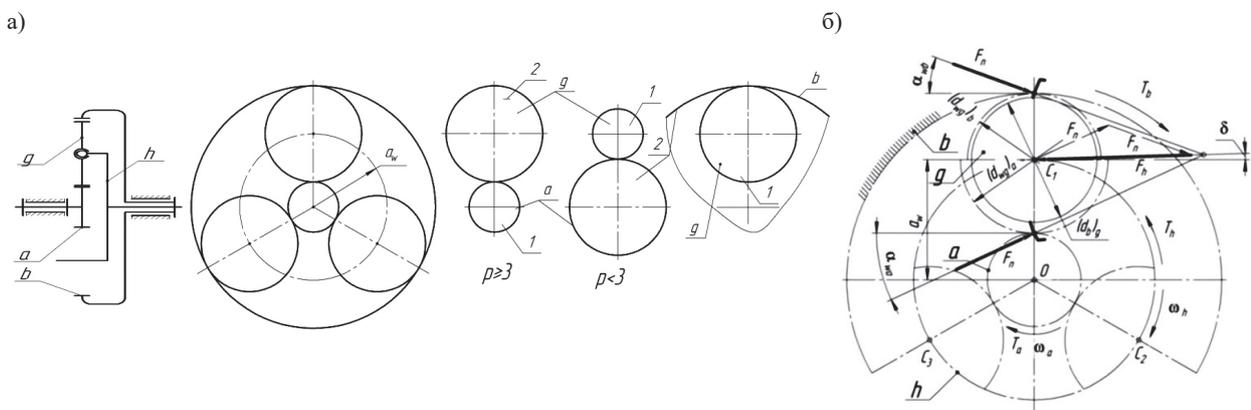


Рис. 1. Планетарный однорядный механизм $2k-h$ типа A :

a — передача A : 1 — шестерня; 2 — колесо;

a, b — центральные колеса; g — сателлит; h — водило;

b — нагрузки на подшипник сателлита при различных углах зацепления ($\alpha_{wa} > \alpha_{wb}$)

К подобным изделиям у отечественных краностроителей наблюдается повышенный интерес, как к реализующим при компоновке и использовании крановых механизмов в условиях стесненных габаритов на площадках крана объем монтажного пространства, соответствующий нормам безопасной эксплуатации. Поскольку внешнее зацепление прямозубое, цементованное, закаленное и шлифованное, это приводит к увеличению себестоимости изделия [2], однако такое исполнение дает возможность передавать любые окружные скорости, вращающие моменты и мощности. Несмотря на имеющиеся предложения, использование планетарных передач типа $3k$ [3] в рассматриваемой области применения не находит.

Предлагаемое исследование направлено на совершенствование методики проектирования механического привода с целью принятия правильного решения на ранних стадиях проекта. На основе изучения основных схемно-конструктивных решений планетарных редукторов европейских производителей, а также новых и имеющихся экспериментальных данных, обоснован критерий, который на стадии проектирования основных узлов планетарных редукторов судовых и крановых механизмов обеспечивает получение оперативных результатов без детальной проработки их конструкции, а также снижает объем расчетных работ при определении диаметральных габаритов передач редукторов и сравнительной оценке различных конструкций.

Решение данных задач и выбор варианта на стадии эскизной разработки редуктора возможен при наличии критериев сравнения. Лучший вариант должен отвечать определенной цели, которую конструктор ставит перед собой и которой соответствует конкретный критерий сравнения. К возможным критериям сравнения относятся: критерий минимизации суммарной массы зубчатых

колес [4]–[6], критерий минимизации суммарного объема [7], [8]; минимальная сумма приведенных годовых затрат; критерий эффективности «вероятный эффект – затраты» [10]; критерий, определяющий заданное соотношение габаритных размеров [11], [12]. Во всех случаях обращает на себя внимание многообразие критериев, предназначенных для оценки степени работоспособности редуктора.

В большинстве указанных методик в основу формирования прочностного критерия для разбивки передаточного отношения планетарного редуктора положена контактная выносливость зацепления, исключающая преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания [13], [14]. При этом в работах [5], [11], [13] принято, что в ступени с параметром $p \geq 3$ размеры определяются прочностью внешнего зацепления $a-g$, а в ступени с параметром $p < 3$ — прочностью внутреннего зацепления $b-g$. В работах [7], [14] во всех случаях принято размеры определять прочностью внешнего зацепления, исходя из предположения о том, что внутреннее зацепление недогружено. В работах [10], [15] и ряде других в основу формирования критерия разбивки положена изгибная выносливость, исключающая преждевременный выход из строя конструкции по причине усталостной поломки зуба. В работе [16] лимитирующим фактором в определенных случаях выступает долговечность подшипников сателлитов. В работе [11], которую использует также автор работы [17], предлагается расчетные зависимости для разбивки общего передаточного отношения в случае необходимости составлять не только исходя из условия равнопрочности ступеней по изгибу, контакту, но и условия равной стойкости зубчатых колес к заеданию.

В связи с многообразием факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора, в статье ставится вопрос о том, существует ли возможность решения данной задачи для конкретного вида конструкции с определенной долей вероятности, подчинив ее одному прочностному фактору, так как это позволило бы значительно упростить, особенно на начальной стадии, новое проектирование основных несущих узлов и сравнительную оценку редукторов, выполненных на основе различных конструктивных решений.

Существует мнение о том, что в условиях насыщенности российского рынка разнообразной техникой привода зарубежных стран необходимости в новом проектировании нет. С одной стороны, такое мнение можно объяснить отсутствием представления об эффективности новых решений в приводах перегрузочной техники [18], с другой — незнанием о запрете использования импортных изделий в определенных областях техники, после чего отечественная теория проектирования также оказалась востребованной.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Как показывает практика эксплуатации, основными узлами, определяющими исходные размеры редуктора, построенного на передачах A , являются зубчатые зацепления и подшипники качения сателлитов, работоспособность которых, в свою очередь, зависит от многих лимитирующих факторов. Рассмотрим методику выявления в передаче основного формообразующего элемента и критерия расчета путем проведения сравнительного анализа несущей способности данных узлов при различных расчетных критериях.

Вначале рассмотрим условия прочности зацеплений передачи A . Поскольку расчеты внешнего $a-g$ и внутреннего $b-g$ зацепления выполняются по формулам цилиндрической передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2 . Зубчатым колесам помимо буквенных обозначений для каждого зацепления отдельно присваивают числовые индексы: 1 — меньшему, 2 — большему зубчатому колесам (см. рис. 1). Выяснение лимитирующего критерия будем выполнять методом сравнения допускаемых окружных нагрузок из условия равнопрочности зацеплений с несмещенными зубчатыми колесами. В этом случае угол зацепления в обеих передачах одинаков и равен углу профиля исходного контура: $\alpha_{twa} = \alpha_{twb} = \alpha = 20^\circ$ (см. рис. 1, б), начальные диаметры численно равны делительным диаметрам: $d_w = d$, равнодействующая нормальная сила и ее составляющие отнесены к делительной окружности. Контакт зубьев наблюдается в полюсе зацепления, силы трения, из-за их малости, не учитываются, ввиду чего силы взаимодействия и их равнодействующая нормальная сила $F_n = F_t / \cos \alpha$ направлены по линии зацепления, где F_t — окружная сила.

Воспользуемся условием контактной выносливости зубчатой передачи:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_n / l_\Sigma \rho_{np}} \leq \sigma_{HP}, \quad (1)$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий упругие свойства материала зубчатых колес, который при $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ и $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ (примем $Z_E = 191,6$ МПа); l_Σ — длина контактной линии, которая зависит от коэффициента ε_α торцового перекрытия [19] и для прямозубых передач определяется эмпирической формулой $l_\Sigma = 3b_w / (4 - \varepsilon_\alpha) = b_w / Z_\varepsilon^2$; $\rho_{np} = ud_1 \sin \alpha / 2(u \pm 1)$ — приведенный радиус кривизны в полюсе прямозубого зацепления.

Допускаемую окружную нагрузку, передаваемую зацеплением, представим равенством

$$F_{HP} = \frac{b_w u d_1 \sigma_{HP}^2}{(u \pm 1) Z_E^2 Z_\varepsilon^2 Z_H^2 K_H}, \quad (2)$$

где знак «+» — для внешнего зацепления, знак «-» — для внутреннего зацепления; u — передаточное число; d_1 — делительный диаметр шестерни; σ_{HP} — допускаемые напряжения в расчете на контактную выносливость; коэффициент $Z_H = \sqrt{2 / (\sin \alpha \cdot \cos \alpha)}$; K_H — комплексный коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий внутренние конструктивные особенности планетарной передачи.

Воспользуемся условием изгибной выносливости зубьев зубчатой передачи:

$$\sigma_F = (F_t K_F / b_w m) Y_{FS} Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}, \quad (3)$$

где Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев и вводимый в расчет для передач, не грубее седьмой степени точности (при предварительных расчетах назначают единицей).

Допускаемую окружную нагрузку, передаваемую зацеплением, представим в этом случае равенством

$$F_{FP} = m b_w \sigma_{FP} / K_{F\Sigma} Y_{FS}. \quad (4)$$

Согласно ГОСТу 21354–87 и Руководству Р.007–2004, при определении допускаемых напряжений σ_{FP} в расчете на выносливость при изгибе используют кривую выносливости с одним наклонным участком с базовым числом циклов напряжений $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Для зубьев сателлита учитывают, что в зацеплении с центральными колесами работают разные стороны зубьев, поэтому и при реверсивной нагрузке они подвергаются действию реверсивной симметричной нагрузки. Предложение о двух наклонных участках кривой выносливости с показателем степени $q_F = 40$ на втором участке [5] не используется как не нашедшее применения в указанных нормативных документах.

Воспользуемся условием долговечности подшипников качения, работоспособность которых определяется формулой

$$P = C / L_E^{1/p}, \quad (5)$$

где $P = K_6 F_r$ — динамическая эквивалентная радиальная нагрузка; L_E — эквивалентная долговечность, при расчете которой показатель степени принимают $p = 3,33$ для шарикоподшипников и для роликоподшипников; C — базовая динамическая грузоподъемность.

В соответствии с работой [6] принято $C = K_D D^2$. Тогда запишем

$$\vartheta_n = \left[D / (d_w)_g \right]^2. \quad (6)$$

Здесь D — посадочный диаметр наружного кольца при размещении подшипника в расточке сателлита.

С учетом ранее изложенного радиальную нагрузку F_{LP} определим в виде равенства

$$F_{LP} = \frac{K_D \vartheta_n d_{wg}^2 k_n K_{кач}}{L_E^{0,3} K_6}, \quad (7)$$

где k_n — количество подшипников в опоре сателлита; K_6 и $K_{кач}$ — известные в литературе коэффициенты [5].

По сути, все величины, входящие в формулы (1)–(7), являются случайными. Законы распределения эксплуатационных нагрузок крановых механизмов приведены в работе [9]. При выполнении расчетов их значения принимаются на основе экспериментальных данных, нашедших отражение в нормативных документах базовых стандартов РФ.

Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Необходимо выяснить, в каких случаях при высокотвердых зубчатых колесах внешнего зацепления фактором, определяющим габаритные размеры конструкции, является внешнее зацепление $a-g$, а когда внутреннее $b-g$. Для этого рассмотрим отношение $F_{Hba} = (F_{HP})_b / (F_{HP})_a$ нагрузки, допустимой контактной выносливостью σ_{HPb} внутреннего зацепления, к нагрузке, допустимой контактной выносливостью σ_{HPa} внешнего зацепления. Подставляя в данное отношение равенство (4) в обозначениях, принятых для внутреннего и внешнего зацеплений, получим условие равнопрочности зацеплений:

$$F_{Hba} = \frac{u_b(u_a + 1)d_{1b}}{u_a(u_b - 1)d_{1a}} \frac{(4 - \varepsilon_{\alpha a}) K_{Ha} \sigma_{HPb}^2}{(4 - \varepsilon_{\alpha b}) K_{Hb} \sigma_{HPa}^2}. \quad (8)$$

В данном равенстве величины, относящиеся к зацеплениям $a-g$ и $b-g$, отмечены, соответственно, индексами a и b , так же, как и величины, относящиеся к отдельно взятому зубчатому колесу. Поэтому там, где подобное обозначение может вызвать неоднозначную трактовку, будут даны соответствующие пояснения. С учетом зависимостей табл. 1, где $d_1 = mz_1$ — первый множитель в равенстве (8), принимающий во всем интервале конструктивного параметра одинаковое выражение: $u_b(u_a + 1)d_{1b} / u_a(u_b - 1)d_{1a} = p$.

Таблица 1

Зависимости для определения параметров передачи A

Зацепление $a-g$		Зацепление $b-g$
$p \geq 3$	$p < 3$	
$z_1 = z_a; z_2 = z_g; u = u_a = 0,5(p - 1)$	$z_1 = z_g; z_2 = z_a; u = u_a = 2/(p - 1)$	$u = u_b = 2p/(p - 1) = z_b/z_g;$
$T_1 = T_a \Omega / n_w; T_2 = T_1 u;$	$T_1 = T_a \Omega / u_a n_w; T_2 = T_1 u;$	$T_1 = T_a \Omega p / u_b n_w; (d)_b = p(d)_a;$
$d_1 = (d)_a; (d)_g = u_a (d)_a,$	$d_1 = (d)_g; (d)_a = u_a (d)_g,$	$0,08 \leq (\psi_{bd})_b \leq 0,12 - 0,18$
$\Psi_{bd} = p(\psi_{bd})_b \leq 0,75$	$\Psi_{bd} = (2p/(p - 1))(\psi_{bd})_b$	

С учетом полученного результата условие равнопрочности принимает вид

$$F_{Hba} = p \frac{(4 - \varepsilon_{\alpha a}) K_{Ha} \sigma_{HPb}^2}{(4 - \varepsilon_{\alpha b}) K_{Hb} \sigma_{HPa}^2}. \quad (9)$$

Если $F_{Hba} \geq 1$, то надежность будет определяться прочностью внешнего зацепления. Для крановых редукторов в тихоходной ступени, как правило, характерно $p \geq 3$, поэтому учитывая также $\varepsilon_{\alpha b} \geq \varepsilon_{\alpha a}$ (рис. 2, a) и принимая $K_{Hb} \approx K_{Ha}$, следует ожидать $F_{Hba} \geq 1$. Для принятия окончательного решения исследуем влияние отношения $\sigma_{HPb}^2 / \sigma_{HPa}^2$. Допускаемые напряжения (без учета коэффициентов влияния шероховатости, смазки, скорости и размеров колес) в расчете на контактную выносливость определим равенством

$$\sigma_{HPj} = (\sigma_{H \lim b} Z_N / S_H)_j, \quad (10)$$

где $j = a, b$, S_H — коэффициент безопасности, равный 1,1 при однородной структуре материала и 1,2 для поверхностного упрочнения; Z_N — коэффициент долговечности, вычисляемый по зависимости $Z_N = \sqrt[m]{N_{H \lim} / N_{HE}}$.

В ГОСТе 21354–87 и Руководстве Р.007–2004 кривая выносливости имеет два наклонных участка с базовым числом циклов напряжений циклов $N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$. На первом на-

клонном участке показатель степени $m = 6$ и $N_{HE} \leq N_{Hlim}$ с ограничением $Z_N \leq Z_{Nmax}$, $Z_{Nmax} = 1,8$ при цементации и $Z_{Nmax} = 2,6$ при улучшении. На втором наклонном участке $m = 20$ и $N_{HE} > N_{Hlim}$ с ограничением $Z_N \geq 0,75$. Базовый предел контактной выносливости σ_{Hlimb} зависит от средней твердости поверхности зуба, определяемой видом химико-термической и термической обработки: назначаемый при цементации и нитроцементации $\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$, назначаемый при улучшении $\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$.

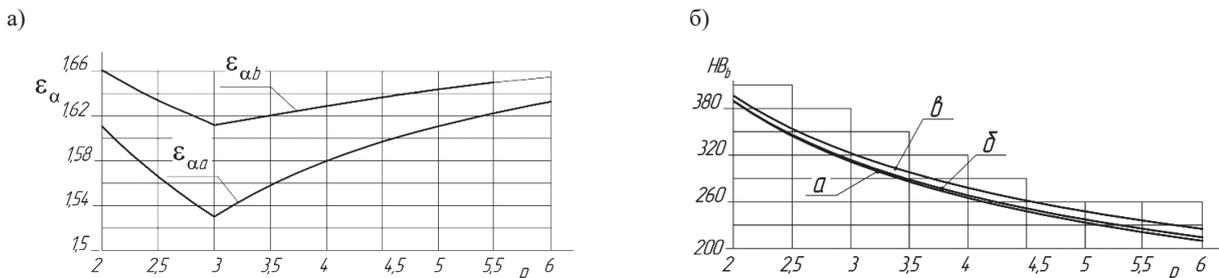


Рис. 2. Графики коэффициентов перекрытия:

- a* — коэффициент перекрытия внешнего и внутреннего зацепления с укороченной головкой зуба колеса эцикла на 25 % при числе зубьев шестерни $z_1 = 18$;
б — требуемая твердость колеса с внутренними зубьями в случае, когда колеса с внешними зубьями подвергнуты цементации с закалкой до поверхностной твердости 58HRC

Условие равнопрочности зацеплений (9) выразим через твердость колеса с внутренними зубьями, которая требуется для выполнения $F_{Hba} \geq 1$:

$$(H_{HB})_b \geq \frac{0,45(\sigma_{Hlimb})_a Z_{Na}}{\sqrt{p} Z_{Nb}} - 35. \quad (11)$$

Для режима постоянной нагрузки с неограниченным ресурсом, при котором $Z_{Na} = Z_{Nb} = 0,75$, значения требуемой твердости колеса передачи *A* при значении конструктивного параметра $p \geq 2$ приведены на рис. 2, б (линия *a*). Как видно, для данного режима работы передачи *A* с твердыми зубьями зубчатых колес внешнего зацепления колесо с внутренними зубьями практически может быть изготовлено из термически улучшенной стали, твердость которой в существенной степени зависит от конструктивного параметра p . Так, $H_{HB} = 177$ при $p = 6$ и $H_{HB} = 365$ при $p = 2,25$. Естественно, что такая конструкция позволяет за счет «мягкого» колеса сохранить удовлетворительную прирабатываемость и поэтому ее можно изготавливать с более низкой точностью, а также применять в тех механизмах, где вследствие недостаточной жесткости деталей и других конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть реализована. Так, в случае необходимости, при $p < 2$, $H_{HB} > 385$, для достижения равнопрочности колесо с внутренними зубьями может быть подвергнуто азотированию.

Поскольку для крановых механизмов, работающих при переменной нагрузке и ограниченном ресурсе, режим постоянной нагрузки несвойственен, рассмотрим влияние переменности режима нагружения и срока службы на равнопрочность внешнего и внутреннего зацеплений. Для этого, согласно условию (11), оценим отношение коэффициентов долговечности Z_{Na}/Z_{Nb} :

$$\frac{Z_{Na}}{Z_{Nb}} = \frac{m_a \sqrt{(N_{Hlim})_a}}{m_b \sqrt{(N_{Hlim})_b}} \cdot \frac{m_b \sqrt{N_{HEb}}}{m_a \sqrt{N_{HEa}}}, \quad (12)$$

где $(N_{Hlim})_a = 120 \cdot 10^6$ — принятое базовое число циклов для цементованного и закаленного внешнего зацепления, для колеса *b* $(N_{Hlim})_b = 30 \cdot HB^{2,4}$; N_{HE} — эквивалентное число циклов.

Значения коэффициентов долговечности центральных колес *a* и *b* будем определять на тех участках кривых усталости, где они располагаются (рис. 3). Узловые точки N_{HE}^* участков определены по предельным значениям коэффициента долговечности: $N_{HE}^* = N_{Hlim} / Z_N^m$. В частности, при $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$, $Z_N = 0,75$ и $m = 20$ получим $N_{HE}^* = 37840 \cdot 10^6$ и т. д.

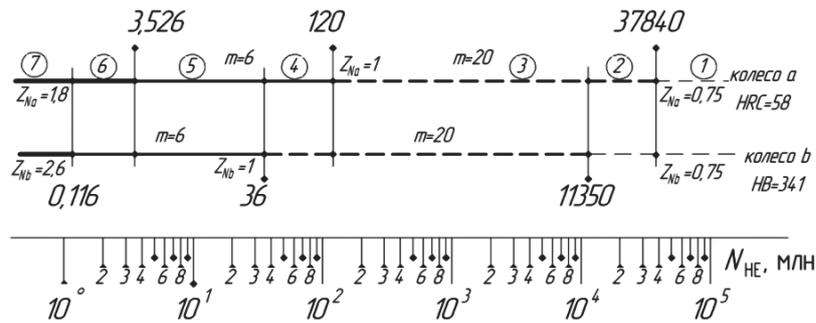


Рис. 3. Зоны работы передачи *A*, построенные по узловым точкам контактной выносливости колес внешнего и внутреннего зацепления с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев (номер зоны указан в кружке)

Учитывая практику эксплуатации, оценим три наиболее возможных случая работы редукторов крановых механизмов:

1. Оба колеса работают на наклонных участках с показателем степени $m = 6$ (зона 5).
2. Колесо *a* работает на наклонном участке с показателем степени $m = 6$, а колесо *b* — на наклонном участке с показателем степени $m = 20$ (зона 4).
3. Оба колеса работают на наклонных участках с показателем степени $m = 20$ (зона 3). Эквивалентное число циклов центральных колес, определяемое по наклонному участку с показателем степени $m = 6$, выражается формулами: $N_{HEa} = 60\gamma n_w (n_a - n_h) t \mu_3$; $N_{HEb} = 60\gamma n_w (n_b - n_h) t \mu_3$, где $\mu_3 = \mu_{0,5m}$, а их отношение — формулой $(N_{HEb}/N_{HEa}) = 1/p$. Поэтому при работе передачи на участках кривой усталости с одинаковыми показателями степени отношение (12) определится формулой $Z_{Na}/Z_{Nb} = \sqrt[m]{1/p}$.

Параметр $\gamma = 1$ при односторонней работе центральных колес (механизмы подъема) и $\gamma = 0,5$ при двухсторонней работе (механизм вращения, передвижения, изменения вылета стрелы). Приведем разработанную форму расчета требуемой твердости колеса в среде Mathcad, где функция твердости (11) для зон 3 и 5 записана с учетом отношения (12):

Расчет твердости колеса с внутренними зубьями

1. Исходные данные для расчета:

- базовое число циклов зубчатых колес внешнего зацепления $N_{H\lim a} := 120 \cdot 10^6$
- базовое число циклов зубчатого колеса с внутренними зубьями $N_{H\lim b} := 30 \cdot H_{HB}^{2,4}$
- базовый предел контактной выносливости $(\sigma_{H\lim b})_a := 23 \cdot 58$

Задаем конструктивный параметр ряда из интервала: $2 < p \leq 6$

например, $p := 6$

2. Функция твердости:

- начальное приближение $H := 100$
- погрешность вычислений $\Delta H1 := 0,01$
- функция твердости для зоны 3 $H_1(H) := \frac{0,45 \cdot (\sigma_{H\lim b})_a}{\sqrt{p}} \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim a}}{p N_{H\lim b}}} - 35$
- функция твердости для зоны 5 $H_1(H) := \frac{0,45 \cdot (\sigma_{H\lim b})_a}{\sqrt{p}} \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim a}}{p N_{H\lim b}}} - 35$
- модуль относительной разности $\Delta h(H) := \left| \frac{H - H_1(H)}{H} \right|$

3. Поиск твердости:

решить уравнение Given $\Delta H1 = \Delta h(H)$

решение (при $p = 6$) Find (H) = 214,464 — зона 3 и 225,145 — зона 5

Результаты решения уравнения численным методом с заданной точностью $\Delta H_1 = 0,01$ приведены на рис. 2, б. Кривая б определяет твердость колеса при работе в зоне 3, а кривая в — при работе в зоне 5. Для зоны 4 ($m_a = 6, m_b = 20$), значения твердости лежат в промежутке между значениями зоны 3 ($Z_{Na} = 1$) и значениями зоны 5 ($Z_{Nb} = 1$). Как видно из рис. 2, б, во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра, как при постоянной, так и при переменной нагрузке, равнопрочность зацеплений передачи А определяется контактной выносливостью внешнего зацепления, а колесо с внутренними зубьями может и практически изготавливается из термически улучшенной стали.

Рассмотрим теперь условие равнопрочности по контактным и изгибным напряжениям передачи А. Для этого вначале приравняем равенства (2) и (4), приняв для сравнительных расчетов $K_{F\Sigma} \approx K_{H\Sigma}$ и обозначив здесь и далее для краткости $u_a = u$, затем запишем условие равнопрочности в виде формулы для определения максимального числа зубьев шестерни:

$$z_{1\max} = \frac{(Z_E Z_H Z_\epsilon)^2 \sigma_{FP} (u+1)}{\sigma_{HP}^2 Y_{FS} u} \quad (13)$$

Учитывая отношение допускаемых напряжений: σ_{FP} и σ_{HP} и приняв равным единице ряд несущественных коэффициентов, представим его в приближенном виде:

$$\frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{HP}} = \frac{S_{Ha}^2 \sigma_{F\lim b}^0 (Y_A Y_N)_j}{\sigma_{H\lim b}^2 S_F Z_{Na}^2} \quad (14)$$

Для определения индекса j из множества $\{a, g\}$ выполним анализ отношения $\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}$. Полученное отношение $\frac{\sigma_{FPa}}{\sigma_{FPg}} = \frac{Y_{Aa}}{Y_{Ag}} \sqrt{\frac{2}{n_w(p-1)\gamma}}$ показывает, что при двухсторонней работе зубьев центральных колес отношение $(\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}) < 1$, т. е. более нагруженным является солнечное колесо с коэффициентом $Y_{Aa} = 0,75$; при односторонней работе зубьев центральных колес отношение $(\sigma_{FPa}/\sigma_{FPg}) > 1$ и более напряженным является сателлит, для которого $Y_{Ag} = 0,75$. Таким образом, в отличие от рядовых редукторов, в передаче А с одинаковой химико-термической и термической обработкой зубьев колес внешнего зацепления коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки в уравнении (15) назначается $Y_A = 0,75$ независимо от реверсивности привода:

$$3,47z_1 + 0,092x_1^2 z_1 + 13,2 - 29,7x_1 = 1,822 \cdot 10^5 \frac{S_{Ha}^2 \sigma_{F\lim b}^0 Y_A}{\sigma_{H\lim b}^2 S_F} \frac{u+1}{u} \frac{(Y_N)_j}{Z_{Na}^2} \quad (15)$$

Назначая для прямозубых передач вспомогательный коэффициент $K_a = 450$ [4], [10], из выражения $K_a = \sqrt[3]{2000(Z_E Z_H Z_\epsilon)^2 / 4}$ получим значение $(Z_E Z_H Z_\epsilon)^2 = 182200$. Подставляя эти параметры в формулу (13) и принимая коэффициент $Y_{FS} = 3,47 + (13,2/z) - 29,7(x/z) + 0,092x^2$, получим уравнение (15) для расчета ориентировочного числа зубьев шестерни из условия равнопрочности передачи А по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

Определим вначале максимальную величину $z_{1\max}$ для передачи А, работающей в режиме постоянной нагрузки и неограниченного ресурса ($Y_N = Z_N = 1$) для высокотвердых зубьев внешнего зацепления: $\sigma_{H\lim b} = 23 \cdot 58 = 1334$ МПа и $S_H = 1,2$ при $\sigma_{F\lim b}^0 = 950$ МПа и $S_F = 1,55$. Ориентировочные значения $z_{1\max}$, вычисленные по уравнению (15) для передачи А с цементированными зубчатыми колесами внешнего зацепления, приведены в табл. 2.

Максимальное число зубьев шестерни при трех сателлитах

p	Неограниченный ресурс			Режим L3, T7, M8 (зона 2)		Режим L2, T6, M6 (зона 3)	
	Коэффициент смещения			Работа передачи A в приводе механизма			
	x = 0	x = 0,25	x = 0,5	нереверсивная	реверсивная	нереверсивная	реверсивная
2	25	27	29	22–24–26	17–19–21	12–15–17	9–11–13
2,33	28	30	32	27–29–31	20–23–25	15–17–19	11–13–15
3	35	37	39	35–37–39	28–30–32	21–23–25	16–18–20
4	28	30	32	30–32–34	25–27–29	19–21–23	14–16–18
5	25	27	29	27–29–31	24–26–28	18–21–23	14–16–18
6	23	25	27	25–27–29	23–25–27	18–20–22	14–16–18
7	22	24	26	24–26–28	22–25–27	18–20–22	14–16–18

В табл. 2 значения z_{1max} получены с учетом влияния коэффициента смещения для различных режимов работы. Заметим, что во многих случаях для повышения надежности привода назначают $z_1 < z_{1max}$. Для передачи A заданному в уравнении (15) передаточному отношению $u = z_2/z_1$ в зацеплении a–g указанные в табл. 2 значения конструктивного параметра рассчитывались по формулам: $p = 2u + 1$ при $p \geq 3$ и $p = (u+2)/u$ при $p < 3$.

Исследуем отношение $(Y_N)_j / Z_{Na}^2$, характеризующее переменность режима нагружения и срока службы рассматриваемой передачи A, на том же интервале работы редуктора крановых механизмов (см. рис. 3), который в этом случае охватывает зоны 2 и 3 (рис. 4). Как видно из рисунка, в обеих зонах по изгибу зуб шестерни работает на участке с коэффициентом долговечности $Y_N = 1$, а по контакту в зоне 2 зацепление работает на наклонном участке с показателем степени $m = 20$, а в зоне 3 — на наклонном участке с показателем степени $m = 6$.

Для оценки численного значения отношения $1/Z_{Na}^2$ в рамках данной статьи рассмотрим только наиболее два характерных режима работы крановых механизмов согласно действующим международным нормам ISO 4301: режим нагружения L₃ ($\mu_3 = 0,5, \mu_9 = 0,20$), T7, M8 (расчетный ресурс до 25000 ч) и режим нагружения L₂ ($\mu_3 = 0,25, \mu_9 = 0,100$), T6, M6 (расчетный ресурс до 12500 ч). При этом по ISO 4301/1 режим работы механизма (M1–M8) устанавливался по классу использования ($T_0–T_9$) и режиму нагружения ($L_1–L_4$).

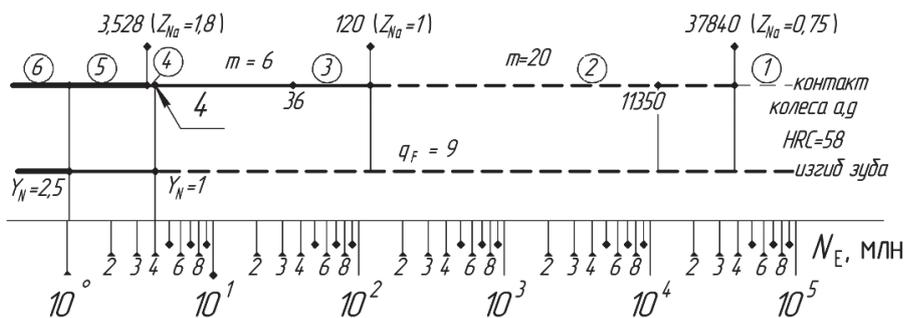


Рис. 4. Построение зон работы передачи A по узловым точкам контактной и изгибной выносливости колес внешнего зацепления с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев (номер зоны указан в кружке)

В табл. 2 были приведены ориентировочные значения z_{1max} по уравнению (15) для передачи A с цементированными зубчатыми колесами внешнего зацепления с учетом коэффициента смещения и отмеченных выше норм. Для указанных режимов в каждом столбце каждой строки через черточку записаны три значения z_{1max} : первое для $x = 0$, второе для $x = 0,25$, третье для $x = 0,5$.

Поскольку на практике число зубьев шестерни изменяется в широких пределах, начиная обычно с $z_1 = 10(8)$, можно сделать вывод о том, что во всем рациональном интервале изменения конструктивного параметра как при постоянной, так и при переменной нагрузке, работоспособность передачи A определяется контактной выносливостью внешнего зацепления, равнопрочность зубьев

по изгибу обеспечивается выбором числа зубьев шестерни и коэффициента смещения. В данном случае существующая рекомендация назначать число зубьев для ограниченного ресурса [4] при уменьшении максимального числа зубьев шестерни $z_{1\max}$ неограниченного ресурса в Z_{Na} раз не отвечает, как видно из приведенных данных, условию равнопрочности:

конструктивный параметр	2	2,33	3	4	5	6	7
максимальное число зубьев шестерни:							
согласно данным табл. 2 (выделенные цифры столбца).....	12	15	21	19	18	18	18
согласно рекомендации источника [4]	20	23	28	25	24	23	23
согласно рекомендациям источника [4],							
с учетом уравнения (15)	15	18	23	21	21	21	21

На основании уравнения (15) количество зубьев шестерни следовало бы уменьшить в Z_{Na}^2 раз (см. значения, приведенные в последней строке цифровых данных, которые несмотря на то, что не отвечают условию равнопрочности, ближе к данным, указанным в табл. 2). При значениях $Y_N > 1$, характерных для кратковременно работающих приводов, при определении значения $z_{1\max}$, в уравнение (15) следует подставить отношение $(Y_N)_j / Z_{Na}^2$, определяя коэффициент долговечности Y_N по параметрам сателлита $j = g$ при односторонней работе и по параметрам солнечного колеса $j = a$ при двухсторонней работе центральных колес. Затем необходимо сравнить равнопрочность контакта внешнего зацепления и долговечность подшипника установленного в расточке сателлита как наиболее компактной и простой в монтаже конструкции (рис. 5). Сравнение выполним в более узком интервале конструктивного параметра, поскольку при значениях $p > 3,5$ несущая способность опор не ограничивает размеры передачи A даже с поверхностно-упрочненными зубьями [5].

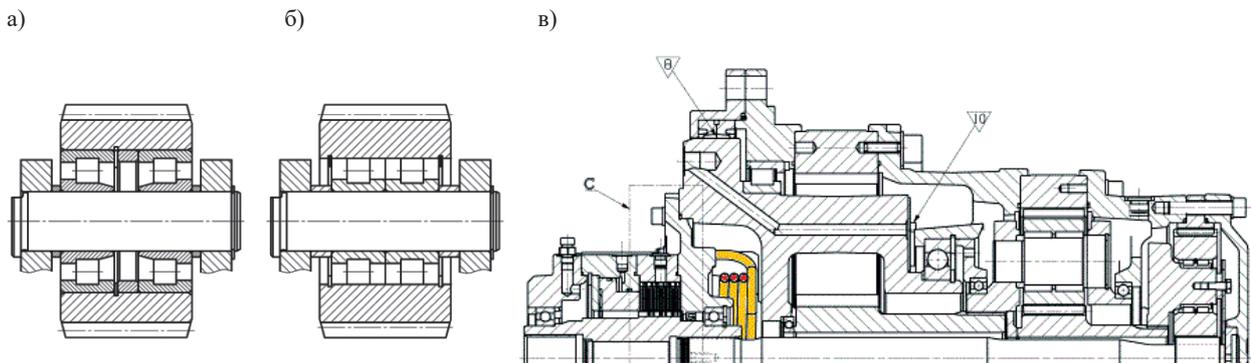


Рис. 5. Конструкции опор сателлита: а — на двух роликовых подшипниках средней широкой серии; б — на двух роликовых подшипниках без внутреннего кольца; в — конструкции опор сателлитов во встроенном редукторе от европейских производителей ($i = 50$, с — гидротормоз)

При проектировании многоступенчатого редуктора поступают таким образом, чтобы при работе в режиме эксплуатации, для которого предназначен узел, лимитирующей была тихоходная ступень, при этом одновременно удовлетворяется требование минимальных габаритов, при условии отсутствия избыточных запасов в более быстроходных ступенях [12]. Поскольку именно тихоходную ступень всегда стремятся сделать лимитирующей, рассмотрим случай установки в расточке сателлита двух роликовых подшипников средней широкой серии (рис. 5, а). Для этого возьмем отношение $F_{HP} / F_{LP} = F_{HLP}$, которое после несложных преобразований представим в виде следующего выражения:

$$F_{HLP} = \frac{\Psi_{bd} \sigma_{H\lim}^2 Z_{Na}^2}{(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 K_D \vartheta_n k_n K_{\text{кач}} S_H^2} L_E^{0,3} \varphi(u), \quad (16)$$

где $\varphi(u) = \begin{cases} u/(u+1) & \text{при } p < 3; \\ 1/u(u+1) & \text{при } p \geq 3, \end{cases}$ $L_E = \begin{cases} \frac{60t\mu_3 n_h}{10^6} \frac{u+2}{u} & \text{при } p < 3; \\ \frac{60t\mu_3 n_h}{10^6} \frac{1+2u}{u} & \text{при } p \geq 3. \end{cases}$

Для предварительных расчетов принято $K_{\sigma} \approx K_{HP}$, величиной ψ_{bd} необходимо задаться с учетом имеющихся ограничений на ее значение. Надежность будет определяться прочностью внешнего зацепления, если в условии равнопрочности (16) величина $F_{HLP} \leq 1$. Учитывая значения $S_H, \sigma_{Hlimb}, (Z_E Z_H Z_e)^2$, найденные ранее, и задавая $K_D = 7,8$, $\vartheta_{II} = 0,43$, $k_{II} = 2$, $n_w = 3$, $\psi_{bd} = 0,63$, $K_{кач} = 1,1$, по выражению (16) для наиболее распространенных случаев работы крановых узлов по конструкции, приведенной на рис. 5, а (табл. 3), определено отношение допускаемых нагрузок, откуда видно, что при $p > 2,5$ и соответствующем выборе коэффициента ширины долговечность опор сателлита практически не ограничивает размеров передачи A .

В случае обращения к решениям $p < 2,5$ (как правило, не в тихоходной ступени) рассматривают вариант установки в расточке сателлита двух роликовых подшипников без внутреннего / наружного кольца (рис. 5, б). Учитывают также значительное влияние на условие равнопрочности коэффициента ширины зубчатого венца: с его снижением уменьшаются осевые размеры и увеличиваются диаметральные размеры передачи, позволяющие поставить подшипник больших размеров (см. табл. 3 при значениях $\psi_{bd} = 0,45-0,56$). Более того, при подобных узких колесах передача получается более технологичной. Данные решения применены в редукторе (рис. 5, в), в быстроходной ступени ($p = 2,4$) использовано решение (рис. 5, б). Обращает на себя внимание конструкция опор сателлита промежуточной ступени ($p = 2,25$). Корректировка конструктивно-технологичного решения передачи установкой подшипников в щеках водила — крайне редкое решение, которое если и имеет место, то не в случае тихоходной ступени редуктора.

Таблица 3

Значения отношения нагрузок, допускаемых контактом внешнего зацепления F_{HP} и долговечностью подшипников сателлита F_{LP}

Вид нагружения	Значения отношения $F_{HP}/F_{LP} = F_{HLP}$						
	Конструктивный параметр передачи A						
	2,5	2,67	2,82	3	3,2	3,4	
Режим L3, T7, M8 $n_w = 3$	Нереверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,075	1,009	0,954	0,897	0,764	0,659
	То же: $n_w = 4$	1,045	0,98	—	—	—	—
	$\psi_{bd} = 0,56$	0,956	0,897	—	—	—	—
	Реверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,375	1,271	1,187	1,099	0,923	0,785
	То же: $n_w = 4$	1,249	1,155	1,079	0,998	—	—
	$n_w = 4, \psi_{bd} = 0,5$	0,991	0,917	0,856	—	—	—
$\psi_{bd} = 0,45$	0,982	0,909	0,848	0,785	—	—	
Режим L2, T6, M6 $n_w = 4$	Нереверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,143	1,057	0,987	0,913	0,767	0,652
	$\psi_{bd} = 0,55$	0,998	0,923	—	—	—	—
	Реверсивная работа						
	$\psi_{bd} = 0,63$	1,308	1,21	1,13	1,046	0,878	0,747
	$\psi_{bd} = 0,6$	1,246	1,152	1,076	0,996	—	—
$\psi_{bd} = 0,5$	1,038	0,96	—	—	—	—	

Примечание. Прочерки в графах табл. 3 означают, что $F_{HLP} < 1$.

Таким образом, исследования показали, что практически на всем интервале рациональных значений конструктивного параметра p существует возможность реализации условия $F_{LP} \geq F_{HP} \leq F_{FP}$

и использования в качестве формообразующего фактора планетарной передачи исследуемого типа усталостной контактной выносливости высокотвердого внешнего зацепления.

В основе оценки габаритных размеров планетарного редуктора примем формулы, определяющие диаметр колеса с внутренним зубом шестерни из условия контактной выносливости внешнего зацепления. Обратившись к формуле (2) и выразив силу в зацеплении через крутящий момент на водиле, после несложных преобразований можно получить две формулы:

$$d_{wb} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_H}{(\Psi_{bd})_b n_w \sigma_{HP}^2} T_h \frac{p^2}{p-1}}; \quad (17)$$

$$d_{wb} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_H}{\Psi_{bd} n_w \sigma_{HP}^2} T_h \frac{\mu p^3}{p-1}}.$$

В первой формуле во всем интервале параметров p определен коэффициент ширины $(\Psi_{bd})_b = b_w / (d)_b = 0,12 \dots 0,18$ (0,25). Во второй формуле коэффициент ширины шестерни $\Psi_{bd} = b_w / (d)_{a,g} \leq 0,75$ (при $p < 3$ шестерней является сателлит, при $p \geq 3$ — солнечное колесо, см. табл. 1).

Для оценки диаметральных габаритных размеров редукторов представим обе формулы (17) через вращающий момент на любом звене $j \in \{h, b, a\}$ ступени в виде

$$d_{wb} = B_{Hb} (T_j \chi_{jb})^{1/3} = B_H (T_j \chi_j)^{1/3}; \quad (18)$$

где $B_{Hb} = K_d [K_H / ((\Psi_{bd})_b n_w) \sigma_{HPa}^2]^{1/3}$; $B_H = K_d [K_H / (\Psi_{bd} n_w) \sigma_{HPa}^2]^{1/3}$.

В соответствии с этим при задании $(\Psi_{bd})_b$ функция χ_{jb} в выражении $T_j \chi_{jb}$ ($j \in \{h, b, a\}$) примет вид

$$\chi_{hb} = p^2 / (p-1); \quad \chi_{bb} = p(p+1) / (p-1); \quad \chi_{ab} = p^2(p+1) / (p-1). \quad (19)$$

При задании Ψ_{bd} функция χ_j в выражении $T_j \chi_j$ ($j \in \{h, b, a\}$), соответственно, определяется формулами:

$$\chi_h = \mu p^3 / (p-1); \quad \chi_b = \mu p^2 (p+1) / (p-1); \quad \chi_a = \mu p^3 (p+1) / (p-1), \quad (20)$$

где $\mu = 2 / (p-1)$, если $p < 3$; $\mu = 1$, если $p \geq 3$.

Рассмотрим две группы редукторов крановых механизмов. К первой группе отнесем встроенные редукторы, где опорное звено γ подключено к водилу h (см., например, рис. 6 *схемы 1–3* и конструкцию на рис. 5, *в*, построенную по *схеме 2*); передаточное отношение данных структур определяется формулой $i_{BT}^\gamma = i^\gamma = 1 - \prod_{k=1}^4 (1 + p_j)$, $i^\gamma < 0$. Ко второй группе отнесем общепромышленные редукторы, в которых выходное звено T тихоходной ступени редуктора (см., например, *схемы 4–6* рис. 6) соединено с водилом).

Передаточное отношение второй группы редукторов, образованных последовательным соединением однорядных механизмов, определено формулой $i^\gamma = \prod_{k=1}^4 (1 + p_j)$, $i^\gamma > 0$, (21), где k — количество рядов в редукторе, $k = 1–4$ (большой порядковый номер в обозначении механизма соответствует тихоходной ступени).

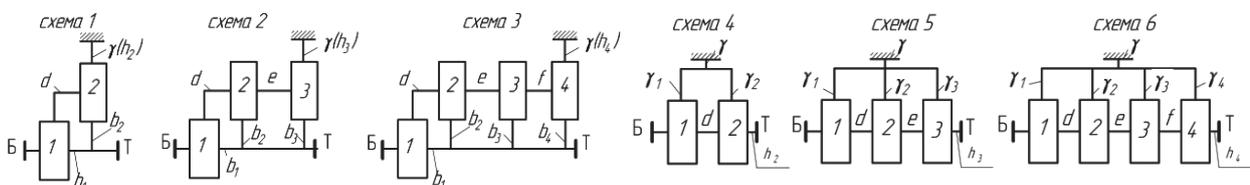


Рис. 6. Базовые структуры редукторов европейских производителей:
схемы 1–3 — многоконтурные структуры встроенных редукторов;
схемы 4–6 — бесконтурные структуры общепромышленных редукторов

Из рис. 7 видно, что при сохранении коэффициента ширины $(\psi_{bd})_b$ постоянным функция χ_{jb} во всем достаточно широком диапазоне параметра p имеет пологий характер. Это указывает на то, что без ощутимой потери в габаритном размере можно варьировать величиной с целью удовлетворения тем или иным конструктивным требованиям. Так, если в редукторе с номинальным передаточным отношением $i = 50$ и параметром в тихоходной ступени $p_T = 3,4$ (см. рис. 5, в) изменять значения данного параметра в диапазоне 3,4–4,0, то делительный диаметр d_{wb} колеса с внутренними зубьями увеличится на 3,3 % при $Z_{Na} = 1$ (рис. 7), на 3,9 % и 5,1 % увеличатся, соответственно, режимы нагружения L_3 и L_2 . При сохранении постоянной относительной ширины шестерни ψ_{bd} , изменение функции диаметрального габарита χ_T более ощутимо и достигает 8,4 % при $Z_{Na} = 1$ (см. рис. 7).

Влияние ресурса и режима нагружения оценивалось выражением χ/Z_{Na}^2 . Из формул (19) и (20) также следует, что при одинаковых значениях конструктивного параметра и вращающего момента на выходном валу диаметральные габаритные размеры передачи A при неподвижном водиле $\omega_h = 0$ и подключении выходного вала к эпициклу b ($T_T = T_b$) больше (график χ_{bb} , χ_b), чем при неподвижном центральном колесе $\omega_b = 0$, и подключении выходного вала к водилу ($T_T = T_h$) — график χ_{hb} , χ_h .

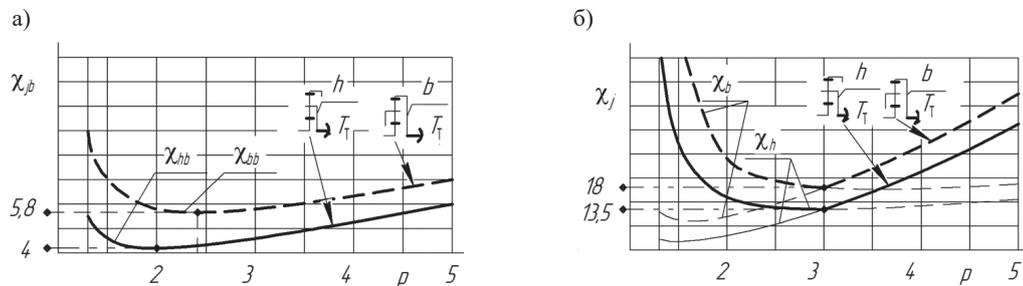


Рис. 7. Функции χ , характеризующие влияние параметра p и коэффициента ширины на габаритный размер планетарного ряда:

$$a — (\psi_{bd})_b = b_w/d_{wb}; \quad б — \psi_{bd} = b_w/d_1$$

Таким образом, сравнительную оценку габаритных размеров следует выполнять не по значению функции χ_j , а по выражению $(T_j \chi_j)^{1/3}$, или что проще, по показателю $T_j \chi_j$, принимая в этом случае, например, $j = h$ для тихоходной ступени встроенного редуктора (см. схемы 1–3 рис. 6) показатель $T_h \chi_h = T_T \frac{1 + |i^\gamma|}{|i^\gamma|} \chi_h$, а для тихоходной ступени редуктора (см. схемы 4–6 рис. 6) показатель

$T_h \chi_h = T_T \chi_h$. Это и является объяснением разницы в размерах встроенного и общепромышленного редуктора. Отношение данных показателей показывает, что размеры встроенного редуктора больше в $\left[\frac{(1 + |i^\gamma|)}{|i^\gamma|} \right]^{1/3}$ раз.

В работе [11] отмечается, что планетарный редуктор имеет минимальные диаметральные размеры при $p = 2,5$. Однако, как следует из рис. 7, оптимальный параметр определяется иначе. Если сохраняется постоянным коэффициент ширины $(\psi_{bd})_b$, то практически наибольшей несущей способностью, исходя из контактной выносливости внешнего зацепления, обладает планетарный ряд при $p = 2$, при подключении к водилу выходного звена ($T_T = T_h$) и при $p = 2,5$, если выходное звено подключено к эпициклу ($T_T = T_b$) — см. рис. 7, а. Если сохраняется постоянным коэффициент ширины шестерни ψ_{bd} , то наибольшей несущей способностью обладает планетарный ряд при $p = 3$ (рис. 7, б), независимо от того, с каким звеном передачи A соединено выходное звено редуктора, и независимо от срока службы и режима работы механизма. Эти результаты являются примечательными, так как позволяют задать параметр тихоходной ступени: при достаточно большом количестве ступеней в общем передаточном отношении (см. рис. 6) оптимальное значение конструктивного параметра выходной ступени редуктора, определяющей его диаметральные размеры, рекомендуется выбирать в окрестностях $p = 3$, желательно $p \geq 3$.

Заключение (Conclusions)

В статье получила развитие методика проектирования на ранних стадиях планетарных редукторов, построенных на однорядных механизмах с эвольвентным зацеплением, закаленными и шлифованными зубьями колес внешнего зацепления путем анализа многообразия факторов, лимитирующих массогабаритные показатели редуктора с целью подчинения задач проектирования данного вида конструкции одному, с определенной долей вероятности, прочностному фактору.

Выполнен сравнительный анализ контактной выносливости, исключаяющей преждевременный выход конструкции из строя ввиду усталостного выкрашивания зубьев внешнего и внутреннего зацеплений, а также изгибной выносливости, исключаяющей преждевременный выход из строя конструкции ввиду усталостной поломки зубьев зубчатых центральных колес и сателлитов и долговечности подшипников сателлитов с учетом срока службы и внешней нагрузки на базе типовых законов распределения, нашедших применение в отечественном краностроении. Полученные численные результаты показали практическую приемлемость проектирования редукторов исследуемого вида на базе одного прочностного показателя. Это позволяет находить решения с заданными радиальными размерами простым как в вычислительном плане, так и по количеству параметров методом. В частности, предложенный показатель для сравнительной оценки редукторов, выполненных на основе различных схемно-конструктивных решений, зависит только от значений внутреннего передаточного отношения ступеней редуктора и крутящего момента. Полученные результаты позволяют уменьшить число вариантов, допускаемых к детальной проработке на стадии нового проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2 (38). — С. 108–110.
2. Петракова Е. А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых колес в закрытых передачах / Е. А. Петракова, М. У. Ахмедов, М. А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. — 2018. — № 10 (259). — С. 18–28. DOI: 10.14489/hb.2018.10.pp.018–028.
3. Сидоров П. Г. Методология проектирования главного редуктора вертолета / П. Г. Сидоров, А. В. Плясов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2013. — № 8. — С. 288–296.
4. Бильдюк Н. А. Детали машин / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, А. Л. Филипенков и др; под общ. ред. В. Н. Ражикова. — СПб.: Политехника, 2015. — 695 с.
5. Кудрявцев В. Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков. — СПб.: Политехника, 1993. — 448 с.
6. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справ. / В. Н. Кудрявцев [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
7. Капелевич А. Л. Повышение энергоемкости авиационных редукторов / А. Л. Капелевич, В. М. Ананьев // Вестник двигателестроения. — 2012. — № 2. — С. 155–159.
8. Moeser H. Übersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben / H. Moeser // Maschinenbautechnik. — 1982. — Vol. 31. — Is. 4. — Pp. 171–173.
9. Андрианов Е. Н. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1984. — С. 35–45.
10. Остяков Ю. А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин / Ю. А. Остяков, И. В. Шевченко. — СПб.: Изд-во «Лань», 2013. — 336 с.
11. Балашов Б. А. Редукторы энергетических машин: справ. / Б. А. Балашов [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1985. — 232 с.
12. Снесарев Г. А. Резервы общего редукторостроения / Г. А. Снесарев // Вестник машиностроения. — 1990. — № 8. — С. 30–35.
13. Кудрявцев В. Н. Несущая способность зацепления и рекомендации к выбору типов передач / В. Н. Кудрявцев // В кн.: Повышение несущей способности механического привода. — Л.: Машиностроение, 1973. — С. 13–65.

14. Сакаев Р. А. Выбор числа ступеней планетарных передач типа 2К–Н / Р. А. Сакаев // В кн.: Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, динамики, расчёта и производства; под ред. Н. И. Колчина. — Л.: Машиностроение, 1974. — С. 180–185.
15. Иоселевич Г. Б. Детали машин / Г. Б. Иоселевич. — М.: Машиностроение, 1988. — 368 с.
16. Кудрявцев В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. — Л.: Машиностроение, 1972. — 328 с.
17. Меретуков М. А. К вопросу о распределении общего передаточного отношения цилиндрического редуктора между ступенями / М. А. Меретуков // Вестник Адыгейского государственного университета. Серия 4: Естественно-математические и технические науки. — 2018. — № 2 (221). — С. 160–163.
18. Иванов А. Н. Перспективы развития грузоподъемных машин / А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2009. — № 3. — С. 22–32.
19. Барышников С. О. Исследование планетарного однорядного механизма с точки зрения геометрии зацепления / С. О. Барышников // Вестник ИНЖЭКОНа. Серия: Технические науки. — 2010. — № 8. — С. 117–123.

REFERENCES

1. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. “Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov.” *Morskoi vestnik* 2(38) (2011): 108–110.
2. Petrakova, E. A., M. U. Ahmedov, and M. S. Molokanov. “The effect of gear pair materials on the layout, mass and cost of a single-stage cylindrical gearbox.” *HANDBOOK. An Engineering journal with appendix* 10(259) (2018): 18–28. DOI: 10.14489/hb.2018.10.
3. Sidorov, Peter Grigorevich, and Alexey Vladimirovich Pljasov. “Methodology of designing of the main gearbox helicopters.” *News of the Tula state university. Technical sciences* 8 (2013): 288–296.
4. Bil'dyuk, N. A., et al. *Detali mashin*. Edited by V. N. Razhikov. SPb.: Politekhnik, 2015.
5. Kudryavtsev, V. N., I. S. Kuz'min, and A. L. Filipenkov. *Raschet i proektirovanie zubchatykh reduktorov*. SPb.: Politekhnik, 1993.
6. Kudryavtsev, V. N., et al. *Planetarnye peredachi: Sprav.* L.: Mashinostroenie, 1977.
7. Kapelevich, A. L., and V. M. Anan'ev. “Povyshenie energoemkosti aviatsionnykh reduktorov.” *Vestnik dvigatelestroeniya* 2 (2012): 155–159.
8. Moeser, H. “Ubersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben.” *Maschinenbautechnik* 31.4 (1982): 171–173.
9. Andrianov, E. N., and V. I. Braude. “Opreделение ekvivalentnykh nagruzok i nadezhnosti elementov portal'nykh kranov.” *Tr. LIVTa*. L.: Transport, 1984. 35–45.
10. Ostyakov, Yu. A., and I. V. Shevchenko. *Proektirovanie detalei i uzlov konkurentosposobnykh mashin*. SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2013.
11. Balashov, B. A., et al. *Reduktory energeticheskikh mashin: Sprav.* L.: Mashinostroenie, 1985.
12. Snesarev, G. A. “Rezervy obshchego reduktorostroeniya.” *Vestnik mashinostroeniya* 8 (1990): 30–35.
13. Kudryavtsev, V. N. “Nesushchaya sposobnost' zatsepleniya i rekomendatsii k vyboru tipov peredach.” *Povyshenie nesushchei sposobnosti mekhanicheskogo privoda*. L.: Mashinostroenie, 1973. 13–65.
14. Sakaev, R.A. “Vybor chisla stupenei planetarnykh peredach tipa 2K — N.” *Zubchatye i chervyachnye peredachi. Nekotorye voprosy geometrii, kinematiki, dinamiki, rascheta i proizvodstva*. Edited by N. I. Kolchin. L.: Mashinostroenie, 1974. 180–185.
15. Ioselevich, G. B. *Detali mashin*. M.: Mashinostroenie, 1988.
16. Kudryavtsev, V. N., Yu. A. Derzhavets, and E. G. Glukharev. *Konstruktsii i raschet zubchatykh reduktorov*. L.: Mashinostroenie, 1972.
17. Meretukov, Murat Aydamirovich. “On distribution of the gear ratio of cylindrical gearboxes between the stages.” *The Bulletin of Adyghe State University: Internet Scientific Journal* 2(221) (2018): 160–163.
18. Ivanov, A. N., and S. N. Fedotov. “Perspectives of development of load-lifting machines.” *Zhurnal Universiteta vodnykh kommunikatsii* 3 (2009): 22–32.
19. Baryshnikov, Sergey Olegovich. “Research of planetary single-row mechanism from the point of view of gearing geometry.” *Vestnik INZhEKONa. Seriya: Tekhnicheskie nauki* 8 (2010): 117–123.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Барышников Сергей Олегович —
доктор технических наук, профессор
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

Иванов Анатолий Николаевич —
кандидат технических наук, доцент
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: ivanov@gumrf.ru

Андрианов Евгений Николаевич —
кандидат технических наук, профессор
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Baryshnikov, Sergey O. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

Ivanov, Anatoly N. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ivanov@gumrf.ru

Andrianov, Evgenii N. —
PhD, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

*Статья поступила в редакцию 16 ноября 2020 г.
Received: November 16, 2020.*

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1068-1077

MECHANISM OF NEGATIVE ANTHROPOGENIC INFLUENCE OF SHIP'S POWER PLANTS COOLING SYSTEMS

K. Yu. Fedorovsky¹, N. K. Fedorovskaya¹, V. V. Enivatov²

¹ — Sevastopol State University, Sevastopol, Russian Federation

² — Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russian Federation

The largest amount of zoo- and phytoplankton, fish eggs and fish fry inhabit the upper sea layers, usually the shelf area. Therefore, the influence of ship's cooling system on the marine biodiversity is considered. The intake of cooling sea water by ships and other marine technical objects occurs at a depth of about 10 m, the area where a great number of fish fry and fish eggs is concentrated. Thus, it has been shown that the plankton that gets to the cooling system during the intake of cooling sea water dies. An open-loop cooling system sucks in with outboard water these organisms, which, passing through filters, pipelines, fittings, etc., mostly perish under the mechanical and thermal influence. Existing filters and fish protection devices do not prevent this extermination; as a result, the biological productivity of seas decreases. In the paper the ways of solving this problem are proposed. The issues related to the implementation of the closed-loop cooling systems for power plants of the marine technical installations operating without consumption of outboard cooling water are considered. The implementation of such systems ensures high reliability and environmentally safe operation. Based on the results of the research, the examples of practical implementation of such systems are given. The issue related to the use of gas-liquid intensification of heat removal from sea water for closed-loop cooling systems of ship power plants is considered.

Keywords: cooling system, power plant, plankton, anthropogenic impact.

For citation:

Fedorovskiy, Konstantin Yu., Nadezhda K. Fedorovskaya, and Valeriy V. Yenivatov. "Mechanism of negative anthropogenic influence of ship's power plants cooling systems." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1068–1077. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1068-1077.

УДК 629.5.03–8

МЕХАНИЗМ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО АНТРОПОГЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СЭУ

К. Ю. Федоровский¹, Н. К. Федоровская¹, В. В. Ениватов²

¹ — ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,

г. Севастополь, Российская Федерация

² — ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»

г. Керчь, Российская Федерация

Рассмотрен механизм влияния системы охлаждения судна на биологические ресурсы морей, поскольку наибольшее количество зоо- и фитопланктона, икринок и рыбной молоди находится в верхних слоях морей, обычно в шельфовой зоне. Определено, что наносимый экологический урон напрямую зависит от количества принимаемой забортной воды. Показано, что происходит уничтожение планктона, попавшего в систему охлаждения с приемом охлаждающей морской воды судами и другими морскими техническими объектами, осуществляется с глубин до 10 м, что соответствует зоне максимального сосредоточения рыбной молоди и икринок. Разомкнутая система охлаждения засасывает эти организмы, которые, проходя через фильтры, трубопроводы, арматуру и т. д., в большинстве своем погибают под воздействием механического и теплового факторов. При этом существующие фильтры и рыбозащитные

устройства не препятствуют этому уничтожению, в результате снижается биологическая продуктивность морей. Предложены пути решения проблемы: необходимость совершенствования рыбозащитных устройств либо применение принципиально иных схем систем охлаждения. Рассмотрены вопросы внедрения замкнутых систем охлаждения энергетических установок морских технических средств, работающих без приема забортной охлаждающей воды, что обеспечивает высокую надежность и экологическую безопасность эксплуатации. Приводятся примеры внедрения таких систем в практику, на базе результатов проведенных исследований. Для замкнутых систем охлаждения определены неблагоприятные условия эксплуатации, сдерживающие широкое применение таких систем в практике современного судостроения. В связи с этим в работе предложено применение газожидкостной интенсификации теплоотвода забортной воде для замкнутых систем охлаждения судовых энергетических установок.

Ключевые слова: система охлаждения, энергетическая установка, планктон, антропогенное воздействие.

Для цитирования:

Федоровский К. Ю. Механизм отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения СЭУ / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская, В. В. Ениватов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1068–1077. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1068-1077.

Введение (Introduction)

Современные тенденции при проектировании и эксплуатации объектов морской инфраструктуры направлены на снижение отрицательного воздействия на морскую среду. Наряду с факторами, регламентируемыми международными нормативными документами, такими как загрязнение нефтепродуктами и отработавшими газами с судов, следует учитывать и другие механизмы отрицательного антропогенного воздействия, связанными с работой энергетических установок.

В настоящее время наибольшее распространение получили дизельные энергетические установки. Как известно, около 30 % подведенной с топливом теплоты отводится в забортную воду системой охлаждения. Данные системы состоят из двух контуров: пресной воды и забортной воды. Энергетическое оборудование охлаждается непосредственно пресной водой, которая, в свою очередь, в специальном теплообменном аппарате отдает теплоту забортной воде. Для судов, находящихся в течение длительного времени вдали от берега, эти системы обеспечивают достаточно высокую эффективность работы. Однако имеется сравнительно большая группа морских объектов, суда технического флота, морские буровые платформы и т. д., для которых прием забортной охлаждающей воды является нежелательным. Разомкнутые системы охлаждения оказывают существенный экологический ущерб водным ресурсам морей, где осуществляется эксплуатация морского технического средства.

Для решения проблемы снижения отрицательного влияния со стороны систем охлаждения на морскую среду следует определить механизм воздействия на биоресурсы и нанесение экологического ущерба, а также факторы, влияющие на его интенсивность в совокупности с обеспечением надежной и эффективной работы судовых энергетических установок.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Для своей работы система охлаждения потребляет забортную охлаждающую воду, количество потребляемой воды зависит от мощности судовой энергетической установки (СЭУ) и во многих случаях является весьма значительным (табл. 1).

Таблица 1

Примеры потребления забортной морской воды

Объект	Потребление морской воды, м ³ /ч
Морская платформа ЛСП-1	1600 (номинальное) 2000...2400 (максимальное)
Морской платформы пр. 10170	400...800
Рефрижераторное судно Zenit	460
Многоцелевое судно Амке	160

В связи с необходимостью приема забортной воды в процессе эксплуатации морских технических средств с разомкнутой системой охлаждения СЭУ в прибрежной зоне наносится экологический ущерб окружающей среде. Известно, что 55...90 % планктона находятся в верхних слоях моря на глубинах до 50 м. Используемая судном забортная охлаждающая вода забирается насосами с глубин 10...20 м и потому содержит большое количество планктона. Вода вместе с планктоном проходит через различные элементы системы охлаждения и сбрасывается за борт.

В работах [1], [2] определено, что если используется сетчатый фильтр с отверстием менее 1 мм, то это приводит к засорению таких отверстий планктоном и др. Это, в свою очередь, может прекратить циркуляцию забортной воды, следствием чего может являться аварийная ситуация, связанная с остановкой СЭУ. С целью обеспечения надежности при эксплуатации на морских объектах используются фильтры с размерами отверстий 2...4 мм, что не предотвращает попадание планктона и икринок в систему охлаждения. В табл. 2 приведены параметры фильтров забортной воды, которые в настоящее время широко применяются на судах и приемных сооружениях других объектов морской инфраструктуры.

Таблица 2

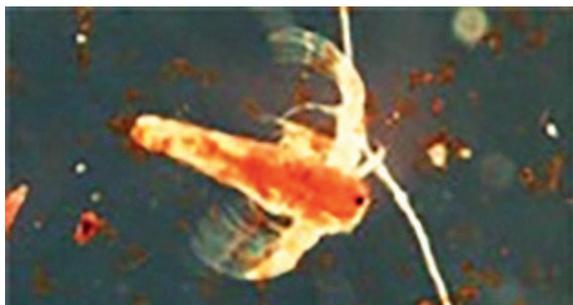
Параметры фильтров забортной воды

Тип	Тонкость очистки, мм	D_y , мм	Источник
Фланцевые сетчатые одинарные однопатронные	0,3...2,5	40...350	[1]
Фланцевые щелевые пластинчатые	2	80...200	
Фланцевые проходные сетчатые	0,3...4,55	40...350	[2]
	5	25...600	[3]

В морях и континентальных водоемах формируется пищевая цепочка, основным базовым элементом которой является планктон. Соответственно, если происходит уничтожение планктона, то указанная цепочка разрушается, что неизбежно приводит, в конечном счете, к снижению рыбной продуктивности моря или континентального водоема. Размеры планктона чрезвычайно малы. Мельчайшие планктонные организмы не превышают по длине нескольких микрон. Имеются организмы и большего размера. Размер икринок обычно составляет 1...2 мм. Длина только что вылупившихся личинок в несколько раз превышает размер икринок [3]. Примерно за неделю личинка увеличивает свою длину в два раза. При этом ее толщина мало отличается от размера проходных отверстий фильтров. По мере роста, примерно через месяц, личинки начинают более интенсивно двигаться и противодействовать потоку воды, скоростью 0,1...0,2 м/с, что соответствует примерно скорости всасывания забортной охлаждающей воды.

В работе [4] установлено, что центробежные насосы в наибольшей степени, по сравнению с другими элементами систем охлаждения, негативно воздействуют на планктон. Вращающаяся с большой скоростью крыльчатка такого насоса за счет механического воздействия уничтожает значительную часть планктона.

а)



б)

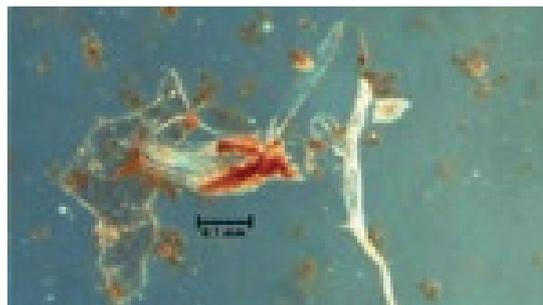


Рис. 1. Зоопланктон до поступления в систему (а) и после ее прохождения (б)

Проблеме отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения уделяется большое внимание при создании тепловых электростанций. Особенно актуальным этот вопрос является для объектов, расположенных на берегу моря или континентального водоема. Так, проведенные исследования [5] показали, что в системе охлаждения погибает 70...90 % зоопланктона. Известны случаи, когда этот показатель достигает 100 %. Интересные оценки, выполненные специалистами размещенной на побережье Англии электростанции Sizewell. По имеющимся данным [6], вследствие указанного фактора, за год гибнет около $2 \cdot 10^{10}$ икринок рыб и примерно $4,9 \cdot 10^7$ мальков.

Совершенно очевидно, что гибель планктона решающим образом влияет на падение продуктивности морей и континентальных водоемов. Очень показательным является следующий пример. В конце 80-х — начале 90-х гг. в Черное море судами был занесен гребневик мнемииopsis. Обычным ареалом его обитания является побережье северной Америки. Скорость размножения данного организма огромна. При благоприятных условиях количество мнемииопсиса может удваиваться за двое-трое суток. Пищей для данного организма является планктон, икринки и личинки рыб. Вследствие интенсивного размножения данного организма произошло существенное снижение количества планктона (рис. 2) и, как следствие, количества рыб. Представленные в источнике [7] данные показывают, что вылов ставриды снизился в 35...40 раз. В Азовском море, куда также попал гребневик, количество тюльки уменьшилось в 400 раз. В дальнейшем ситуация изменилась вследствие того, что в указанных морях появился гребневик берое (*veroeovata*), который интенсивно питался мнемииопсисом. В результате количество последнего уменьшилось, что создало предпосылки для восстановления рыбной продуктивности морей.

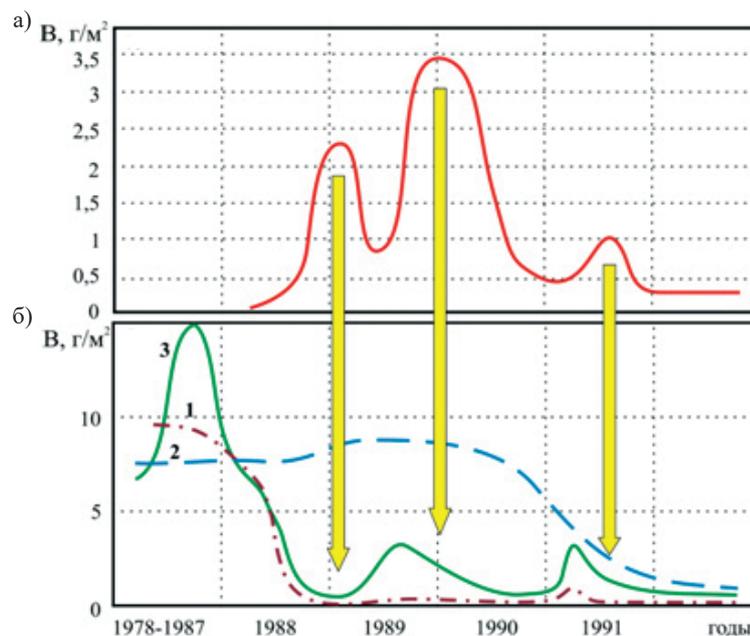


Рис. 2. Изменение биомассы мнемииопсиса (а) и планктона (б) по годам:
 1 — саггиты; 2 — веслоногий рачок; 3 — мелкие рачки и личинки донных животных

Проведенные исследования [8], [9] указали на крайне отрицательное антропогенное воздействие систем охлаждения. Уничтожаются миллиарды рыб и наблюдается биодеградация экосистем морей и континентальных водоемов. Весьма показательным является факт снижения почти в 3 раза запасов рыбы в районе расположения Калининской тепловой электростанции [5], [9].

Центральным конструкторским бюро «Коралл» была спроектирована буровая платформа пр. 10170. При выполнении этого проекта специалисты ФГБУН «Институт морских биологических исследований им. А. О. Ковалевского» выполнили оценку экологического ущерба вследствие работы системы охлаждения СЭУ. В результате было определено, что только в течение летнего периода эксплуатации системы охлаждения уничтожается около 200 т промысловых видов рыб.

Государственной экологической экспертизой Российской Федерации разработаны в настоящее время требования по установке рыбозащитных устройств (РЗУ) для морских разведочных и нефтегазодобывающих платформ. В качестве примера буровая установка «Исполин» (рис. 3) оснащена РЗУ в количестве пяти экземпляров (рис. 4), размещенными перед насосными агрегатами.



Рис. 3. Морская буровая установка «Исполин»

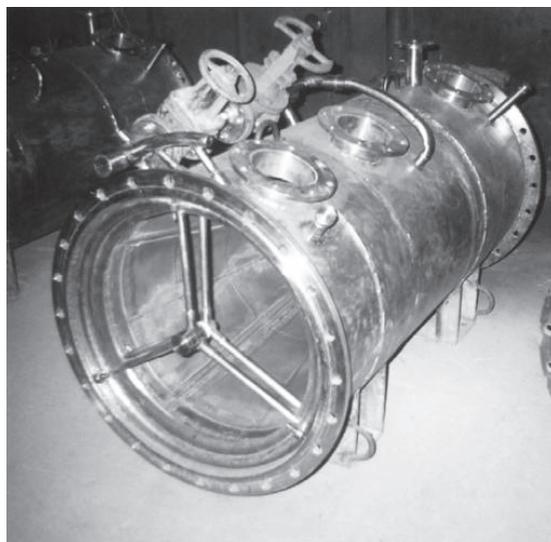


Рис. 4. Рыбозащитное устройство типа «конусная сетка»

Морская платформа ЛСП-1 (рис. 5) оснащена РЗУ жалюзийного типа с потокообразователем (рис. 6).



Рис. 5. Морская платформа ЛСП-1

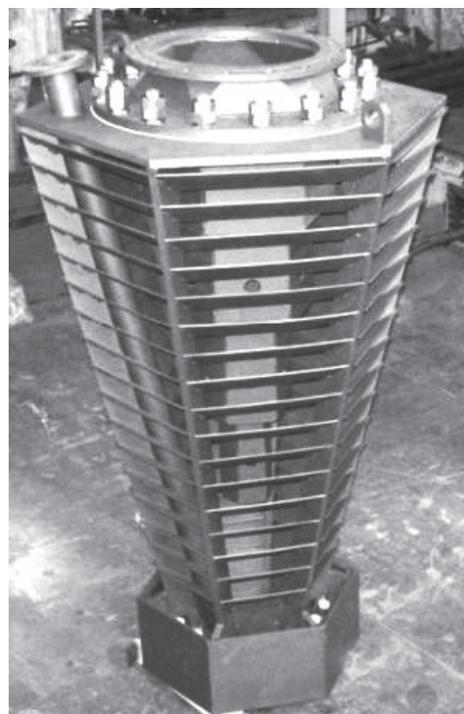


Рис. 6. Рыбозащитное устройство жалюзийного типа с потокообразователем

В источнике [2] представлены данные, касающиеся эффективности РЗУ (рис. 7). Наглядно видно, что эти устройства являются эффективными (70 % и более) лишь для рыб размером более 8...15 мм.

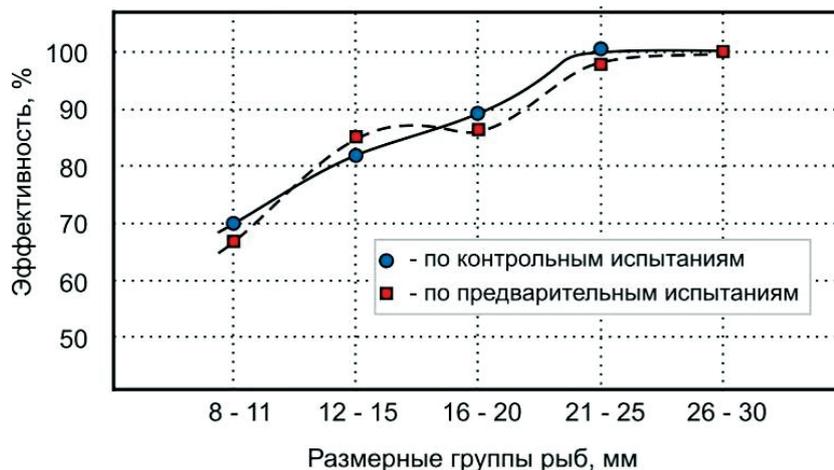


Рис. 7. Эффективность сетчатых рыбозащитных устройств

В табл. 3 приведены сводные данные по эффективности существующих РЗУ [10].

Таблица 3

Эффективность рыбозащитных устройств

Тип рыбозащитного устройства	Размеры защищаемой молоди рыб, мм (при различных вариантах изготовления)	Эффективность, %	
		без учета выживаемости рыб	с учетом выживаемости рыб
Плоская сетка с рыбоотводом	8...25; 70...116	10,4...12,8; 60...70	0...1,1
Струереактивный барабан (СРЗ)	–	35,0...69,0	10,0...20,0
Сетчатый барабан (ЦСРЗ)	18–20	17,5...60,0	–
Сетчатый конус	–	2,9...44,8	–
ARS	До 15; 16...20; 21...25	87,1...99,1; 92,1...94,9; 83,7...85,7	85,0...97,0; 90,0...93,0; 82,0...84,0
Лопастной барабан БЛР-500	До 15; 16...20; 21...25	78,9...80,4; 81,1...82,3; 83,2...86,1	77,0...79,0; 79,0...81,0; 82,0...85,0;
Жалюзи	Годовалые личинки	20...75; 85...95	–
Порозластовый фильтр	7...10	61...100	20...85
Вихревой сепаратор	12...25	76...82	–
Поликонттактная система «ПИРС»	5...70	74,3...90,6	–
Жалюзи с гидросмывом	6...45	92,5	–

В отношении планктона, который в своем абсолютном большинстве имеет существенно меньшие размеры, данные устройства неэффективны. Необходим поиск новых решений. В идеале,

следовало бы отказаться полностью от приема забортной охлаждающей воды и перейти к замкнутым системам охлаждения.

Обсуждение (Discussion)

Особенностью замкнутых систем охлаждения является отказ от приема забортной воды в систему, а по замкнутому контуру циркулирует специально подготовленная пресная вода [11]–[13]. Использование замкнутых систем охлаждения, исключающих прием забортной коррозионно-активной охлаждающей воды, повышает надежность, эффективность и экологическую безопасность энергетических установок судов. Однако полная реализация данного решения лимитирована практически достигаемым пределом отвода теплоты, что ограничивает возможность его применения судами с малой энерговооруженностью. В этом перспективном направлении следует разрабатывать методы повышения эффективности теплопередачи. Подача сжатого газа на обшивку корпуса судна является довольно распространенным способом решения круга задач по улучшению его мореходных качеств. С целью снижения сопротивления движения судна на подводную часть корпуса судна подается сжатый воздух. Весьма перспективным методом является использование газожидкостных струй, позволяющий увеличить коэффициент теплоотдачи в 15...20 раз по сравнению со случаем теплоотдачи при свободной конвекции (нахождение судна в неподвижной воде) [14]. Использование газожидкостной интенсификации теплоотдачи от теплообменных аппаратов замкнутых систем охлаждения СЭУ технического флота является достаточно эффективным с точки зрения снижения массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящих в системы охлаждения энергоустановок.

Для судов с большой энерговооруженностью, а, следовательно, и с большим теплоотводом, полный переход на замкнутые системы охлаждения практически невозможен. При этом необходимо искать способы снижения приема забортной воды. Обычно система охлаждения рассчитана на максимальную температуру забортной воды 32 °С и комплектуется насосом соответствующей производительности с электродвигателем постоянной частоты вращения. При нахождении судна в акватории с более низкой температурой можно снизить прием забортной охлаждающей воды, что приведет к снижению отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения. Последнее может быть достигнуто за счет терморегулирования (перепуска) контура забортной воды и изменения частоты вращения привода насоса (например, за счет частотно-регулируемого привода).

Снизить потребление забортной воды можно уменьшением теплоотвода за счет утилизации теплоты, отводимой системой охлаждения. Кроме того, наибольшей биологической продуктивностью обладают прибрежные мелководные районы морей. Поэтому проблема наиболее актуальна для судов, находящихся в течение длительного времени в таких районах. Глубоководные акватории имеют меньшую концентрацию планктона и потому негативное воздействие систем охлаждения в таких условиях снижается.

Заключение (Conclusion)

Таким образом, актуальной проблемой в современном судостроении является совершенствование энергетических установок судов, связанное с повышением надежности, эффективности и экологической безопасности эксплуатации. Существуют практически достижимые возможности снижения антропогенного воздействия систем охлаждения. Выбор того или иного способа достижения данной цели требует всестороннего анализа таких факторов, как назначение судна, его энерговооруженность, планируемый район эксплуатации и т. д.

Очевидным является тот факт, что механическая фильтрация является малоэффективным способом предотвращения нанесения экологического ущерба морской среде, а применение технически сложных рыбозащитных устройств не обеспечивает эффективность в отношении планктона.

Следовательно, снижение отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения СЭУ может быть обеспечено выбором принципиально иных схем работы, а именно внедрением в практику судостроения замкнутых систем охлаждения. Это позволит не только исключить механизм физического уничтожения биоресурсов и зоо- и фитопланктона, но и повысить надежность, а также снизить эксплуатационные затраты систем охлаждения.

Наряду с решением экологического аспекта внедрение замкнутых систем охлаждения с научно обоснованным выбором устройств теплоотвода позволит эффективно использовать теплоотводящие площади, улучшить энергетические характеристики СЭУ. Более широкое применение надежных и экологически безопасных замкнутых систем охлаждения энергетических установок требует также дальнейшего исследования путей возможного снижения теплового загрязнения, особенно эта проблема актуальна для внутренних вод и мелководья.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Медведев Г. В.* Особенности очистки отработавших газов судовых энергетических установок в пористых проницаемых каталитических материалах / Г. В. Медведев, Н. Н. Горлова // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2020. — № 3 (393). — С. 45–53. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-3-393-45-53.
2. *Ващинников А. Е.* Новые направления в разработке сетчатых рыбозащитных устройств / А. Е. Ващинников, А. А. Васильев, К. В. Илюшин, В. Д. Шульгин // Материалы докладов 4-й Всерос. конф. с междунар. участием. — Борок: Акварос, 2010. — С. 9–13.
3. *Vidic R. D.* A solution to water crisis in energy production: feasibility of using impaired waters for coal-fired power plant cooling / R. D. Vidic, Li H., S. H. Chien, J. D. Monnell, D. Dzombak, M. K. Hsieh // 27th Annual International Pittsburgh Coal Conference 2010, PCC 2010. — 2010. — Pp. 362–378.
4. *Дмитриев Б. Ф.* Компенсация неактивной мощности в судовых электроэнергетических системах / Б. Ф. Дмитриев, С. Я. Галушин, А. Н. Калмыков, М. А. Максимова // Морские интеллектуальные технологии. — 2019. — № 3–2 (45). — С. 127–134.
5. *Sosnovsky L. A.* Crack growth resistance of steel of the main circulating pipeline of nuclear power plant cooling contour / L. A. Sosnovsky, A. V. Bogdanovich, S. S. Shcherbakov // 19th European Conference on Fracture: Fracture Mechanics for Durability, Reliability and Safety, ECF 2012. — 2012. — Pp. 1612–1617.
6. *Speight M. R.* Marine Ecology: Concepts and Applications / M. R. Speight, P. A. Henderson. — John Wiley & Sons, 2013. — 272 p.
7. Пат. 2599218 Российская Федерация, МПК F25B 5/02, F25B 49/02. Охлаждающий контур, установка для осушки газа охлаждением и способ управления охлаждающим контуром / Ф. К. Балтюз; заяв. и патентообл. Атлас Копко Эрпауэр, Намлозе Веннотсхап (BE). — № 2015107191/06; заявл. 22.07.2013; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 28.
8. *Reynolds J. Z.* Power plant cooling systems: policy alternatives / J. Z. Reynolds // Science. — 1980. — Vol. 207. — Is. 4429. — Pp. 367–372. DOI: 10.1126/science.207.4429.367.
9. *Скворцов Б. А.* Единая электроэнергетическая система с системой электродвижения повышенной частоты для перспективных судов с турбогенераторной энергетической установкой / Б. А. Скворцов // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 2014. — № 81 (365). — С. 51–64.
10. *Щербаков М. В.* Мультиагентная система моделирования производства и потребления электроэнергии в гибридных энергетических системах / М. В. Щербаков, А. С. Набиуллин, В. А. Камаев // Инженерный вестник Дона. — 2012. — № 2 (20). — С. 217–221.
11. *Fedorovsky K. Yu.* The efficiency of the 30 cooling systems of ship power plants with the environmental factor / K. Yu. Fedorovsky, N. K. Fedorovskaya, V. V. Enivatov // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. — 2020. — № 3. — С. 30–38. DOI: 10.47404/2619-0605_2020_3_30.
12. *Sokolov S.* Dynamics Models of Synchronized Piecewise Linear Discrete Chaotic Systems of High Order / S. Sokolov, A. Zhilenkov, S. Chernyi, A. Nyrkov, D. Mamunts // Symmetry. — 2019. — Vol. 11. — Is. 2. — Pp. 236. DOI: 10.3390/sym11020236
13. *Avdeev B.* Improving the Electricity Quality by Means of a Single-Phase Solid-State Transformer / B. Avdeev, A. Vyngra, S. Chernyi // Designs. — 2020. — Vol. 4. — Is. 3. — Pp. 35. DOI: 10.3390/designs4030035.

14. Tokarev D. A. Investigation of impact jets flow in heat sink device of closed-circuit cooling systems / D. A. Tokarev, V. V. Yenivatov, S. S. Sokolov, V. L. Erofeev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2018. — Pp. 042108–042108. DOI: 10.1088/1757–899X/327/4/042108.

REFERENCES

1. Medvedev, Gennady V., and Nina N. Gorlova. “Peculiarities of exhaust gas treatment for marine power plants by porous permeable catalysts.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 3(393) (2020): 45–53.
2. Vashchinnikov, A. E., A. A. Vasil’ev, K. V. Ilyushin, and V. D. Shul’gin. “Novye napravleniya v razrabotke setchatykh rybozashchitnykh ustroystv.” *Materialy dokladov 4-i Vseros. konf. s mezhdunarodnym uchastiem*. Borok: Akvaros, 2010. 9–13.
3. Vidic, R. D., Li H., S. H. Chien, J. D. Monnell, D. Dzombak, and M. K. Hsieh. “A solution to water crisis in energy production: Feasibility of using impaired waters for coal-fired power plant cooling.” *27th Annual International Pittsburgh Coal Conference 2010, PCC 2010*. 2010. 362–378.
4. Dmitriev, Boris F., Sergey Ya. Galushin, Andrey N. Kalmykov, and Marina A. Maksimova. “Compensation of inactive power in ship’s electric power systems.” *Marine Intelligent Technologies* 3–2(45) (2019): 127–134.
5. Sosnovskiya, Leonid, Aleksandr Bogdanovichb, and Sergei Sherbakovc. “Crack Growth Resistance of Steel of the Main Circulating Pipeline of Nuclear Power Plant Cooling Contour.” *19th European Conference on Fracture: Fracture Mechanics for Durability, Reliability and Safety, ECF 2012*. 2012. 1612–1617.
6. Speight, Martin R., and Peter A. Henderson. *Marine ecology: concepts and applications*. John Wiley & Sons, 2013.
7. Baltyus, F. K. RU 2 599 218 C2, IPC F 25B 5/02, F 25B 49/02. Okhlazhdayushchii kontur, ustanovka dlya osushki gaza okhlazhdeniem i sposob upravleniya okhlazhdayushchim konturom. Russian Federation, assignee. Publ. 10 Oct. 2016.
8. Reynolds, John Z. “Power plant cooling systems: policy alternatives.” *Science* 207.4429 (1980): 367–372. DOI: 10.1126/science.207.4429.367
9. Skvortsov, Boris A. “Integrated power system with high-frequency electric propulsion system for innovative ships with turbogenerators as power plants.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 81(365) (2014): 51–64.
10. Shcherbakov, M. V., A. S. Nabiullin, and V. A. Kamaev. “Mul’tiagentnaya sistema modelirovaniya proizvodstva i potrebleniya elektroenergii v gibridnykh energeticheskikh sistemakh.” *Inzhenernyi vestnik Dona* 2(20) (2012): 217–221.
11. Fedorovsky, K. Yu., N. K. Fedorovskaya, and V. V. Enivatov. “The efficiency of the 30 cooling systems of ship power plants with the environmental factor.” *Bulletin of the Kerch State Marine Technological University* 3 (2020): 30–38. DOI: 10.47404/2619–0605_2020_3_30.
12. Sokolov, Sergei, Anton Zhilenkov, Sergei Chernyi, Anatoliy Nyrkov, and David Mamunts. “Dynamics models of synchronized piecewise linear discrete chaotic systems of high order.” *Symmetry* 11.2 (2019): 236. DOI: 10.3390/sym11020236.
13. Avdeev, Boris, Aleksei Vyngra, and Sergei Chernyi. “Improving the Electricity Quality by Means of a Single-Phase Solid-State Transformer.” *Designs* 4.3 (2020): 35. DOI: 10.3390/designs4030035.
14. Tokarev, D. A., V. V. Yenivatov, S. S. Sokolov, and V. L. Erofeev. “Investigation of Impact Jets Flow in Heat Sink Device of Closed-Circuit Cooling Systems.” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. DOI: 10.1088/1757–899X/327/4/042108.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Федоровский Константин Юрьевич —
доктор технических наук, профессор
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный
университет»
299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская 33
e-mail: fedkonst@rambler.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Fedorovskiy, Konstantin Yu. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Sevastopol State University
33 Universitetskaya Str.,
Sevastopol, 299053,
Russian Federation
e-mail: fedkonst@rambler.ru

Федоровская Надежда Константиновна —
аспирант

Научный руководитель:

Федоровский Константин Юрьевич
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный
университет»

299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская 33

e-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

Ениватов Валерий Владимирович —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Керченский государственный
морской технологический университет»

298309, Российская Федерация, г. Керчь,
ул. Орджоникидзе, д. 82

e-mail: valeriy.enivatov@gmail.com

Fedorovskaya, Nadezhda K. —
Postgraduate

Supervisor:

Fedorovskiy, Konstantin Yu.
Sevastopol State University

33 Universitetskaya Str.,
Sevastopol, 299053,

Russian Federation
e-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

Yenivatov, Valeriy V. —

PhD, associate professor

Kerch State Maritime
Technological University

82 Ordgonikidze Str., Kerch, 298309,
Russian Federation

e-mail: valeriy.enivatov@gmail.com

Статья поступила в редакцию 23 октября 2020 г.

Received: October 23, 2020.

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1078-1086

ELECTROMAGNETIC TORQUE CONTROL OF THE ASYNCHRONOUS MOTOR WITH THE MAXIMUM POWER FACTOR

V. F. Samoseiko¹, V. O. Guskov²

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Electrosila Plant — branch of JSC “Power machines”,
St. Petersburg, Russian Federation

An algorithm that allows you to control the electromagnetic torque of an induction motor with a maximum power factor is described in the paper. The problem of maximizing the power factor at a given value of the electromagnetic torque is solved using the method of indefinite Lagrange multipliers. The basis for the construction of the control algorithm is a modified vector control, which has a direct-axis current control loop and a quadrature-axis current control loop. An algorithm for the setting actions formation for the control loops of direct-axis and quadrature-axis currents, taking into account the saturation of the magnetic circuit of the induction motor, as well as the limitation on the relative value of the stator current modulus, is determined. The dependences of the setting actions for the control loops of direct-axis and quadrature-axis the currents, as well as the power factor on the electromagnetic torque are found. Computer simulation of the proposed control algorithm has been carried out, as a result of which graphs of transient processes and the dependences of the power factor on the electromagnetic torque, which verify the theoretical calculations, are obtained. Maximizing the power factor improves the energy efficiency of controlling the induction motor and electric drive in general. The presented control algorithm contributes to reduce losses not only in the asynchronous motor, but also in the power electrical part, including the electronic key converter. The proposed control algorithm can be applied to the control systems that contain control loops for direct-axis and quadrature-axis currents. The operation of the asynchronous motor with the maximum power factor contributes to following the global trends in reducing resource consumption and energy efficiency. The energy-efficient drive meets the requirements that apply to drives of the various ships and objects of the sea and river transport.

Keywords: asynchronous motor, power factor, vector control, direct-axis current, quadrature-axis current, Lagrange multipliers.

For citation:

Samoseiko, Veniamin F., and Vladimir O. Guskov. “Electromagnetic torque control of the asynchronous motor with the maximum power factor.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1078–1086. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1078-1086.

УДК 621.3.072.6

УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ МОМЕНТОМ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С МАКСИМАЛЬНЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ МОЩНОСТИ

В. Ф. Самосейко¹, В. О. Гуськов²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — Завод «Электросила» — филиал АО «Силовые машины»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

В работе изложен алгоритм, позволяющий осуществлять управление электромагнитным моментом асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности. Задача максимизации коэффициен-

та мощности при заданном значении электромагнитного момента решена при помощи метода неопределенных множителей Лагранжа. В основе построения алгоритма управления заложено модифицированное векторное управление, в котором имеется контур управления током намагничивания и контур управления током нагрузки. Определен алгоритм формирования задающих воздействий для контуров управления токами намагничивания и нагрузки, учитывающий насыщение магнитопровода асинхронного двигателя, а также ограничение на относительное значение модуля тока статора. Найдены зависимости задающих воздействий для контуров управления токами намагничивания и нагрузки, а также коэффициента мощности от электромагнитного момента. Выполнено компьютерное моделирование предложенного алгоритма управления, в результате чего получены графики переходных процессов и зависимости коэффициента мощности от электромагнитного момента, верифицирующие теоретические выкладки. Максимизация коэффициента мощности позволяет повысить энергоэффективность управления асинхронным двигателем и электроприводом в целом. Представленный алгоритм управления способствует снижению потерь не только асинхронного двигателя, но и силовой электрической части, включая электронно-ключевой преобразователь. Предложенный алгоритм управления может быть применен к системам управления, которые содержат контуры управления токами намагничивания и нагрузки. Работа асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности соответствует мировым тенденциям, направленным на снижение потребления ресурсов и энергоэффективности. Предложенный энергоэффективный алгоритм векторного управления электромагнитным моментом может быть применен в системах движения различных судов и на объектах водного транспорта.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, коэффициент мощности, векторное управление, ток намагничивания, ток нагрузки, множители Лагранжа.

Для цитирования:

Самосейко В. Ф. Управление электромагнитным моментом асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности / В. Ф. Самосейко, В. О. Гуськов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1078–1086. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1078-1086.

Введение (Introduction)

Создание векторного управления является важнейшим событием в области управления асинхронным электродвигателем [1]. Преимуществами конструкции асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором [2] являются дешевизна производства, высокая надежность, отсутствие скользящих контактов, легкость в обслуживании, прямой пуск и т. д. При этом конструкция ротора не позволяет проводить наблюдение за токами, протекающими в его обмотке, что затрудняет его качественное управление. Регулировочные характеристики асинхронного двигателя уступают характеристикам двигателя постоянного тока. Векторное управление позволило решить эту проблему для асинхронных двигателей при помощи высокой точности регулирования выходных координат. С такими регулировочными характеристиками асинхронный электропривод получил использование в ответственных узлах всевозможных машин и устройств на различных производствах и объектах.

Широкое распространение асинхронный привод имеет на объектах речного и морского транспорта. Тенденция развития и совершенствования судовых энергетических систем способствует внедрению асинхронного привода не только в узлы вспомогательных систем судов, но и позволяет его использовать в системах движения судов в качестве гребных установок. При проектировании и построении таких установок особое внимание уделяется вопросу *экономии ресурсов и энергоэффективности* [2]. Основные потери мощности возникают в силовой части электропривода, в состав которой входит асинхронный двигатель.

Существует множество алгоритмов управления асинхронным двигателем, способствующих его энергоэффективной работе. Построению таких алгоритмов посвящено большое количество отечественных [3]–[5] и зарубежных работ [6]–[8]. Задачу повышения энергоэффективности можно рассматривать и решать с помощью различных методов и вариантов в зависимости от критериев и параметров измерения энергоэффективности.

Данная работа посвящена повышению энергоэффективности асинхронного двигателя путем максимизации коэффициента мощности. Организация работы асинхронного двигателя с максимально высоким коэффициентом мощности является важной задачей [9]. Асинхронный двигатель,

работающий от сети переменного тока, потребляет электроэнергию, имеющую две составляющие: *активную* и *реактивную*. Выполнение полезной работы осуществляется благодаря активной составляющей электроэнергии. Реактивная [10] составляющая расходуется на создание магнитного потока, не выполняя никакой полезной работы, а вызывая лишь дополнительные потери и нагрев как непосредственно в самом двигателе, так и в энергосистеме. Реализация управления с единичным коэффициентом мощности позволяет минимизировать потери энергии в преобразователе электрической энергии, питающим его статорные обмотки.

Методы и материалы (Methods and materials)

Качественное управление асинхронным двигателем предполагает наличие его математической модели. Математическая модель асинхронного двигателя строится на основе известных законов (Киргкофа, Ньютона и т. д.). Изложенный в статье алгоритм энергоэффективного управления электромагнитным моментом асинхронного двигателя построен на базе модифицированного векторного управления, описанного в работе [11], в которой выполнено математическое описание асинхронного двигателя, приведены уравнения, по которым производится синтез контуров управления токами намагничивания i_d и нагрузки i_q :

$$\begin{aligned} u_d^* &= R_1^* \cdot i_d^* - \omega_1^* \cdot L_q^* \cdot i_q^* + L_q^* \cdot p i_d^* ; \\ u_q^* &= R_1^* \cdot i_q^* + \omega_1^* \cdot L_d^* \cdot i_d^* + L_q^* \cdot p i_q^* , \end{aligned} \quad (1)$$

В данной статье предложен алгоритм определения задающих воздействий для контуров токов намагничивания i_d и нагрузки i_q , обеспечивающий работу асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности. Для удобства выполнения расчетов и анализа результатов в статье используются относительные единицы, помеченные верхним символом *.

Метод управления электромагнитным моментом АД с максимальным коэффициентом мощности. Современная силовая электроника позволяет синтезировать необходимые параметры напряжения для управления электрическими машинами. Частота модуляции существенно превышает постоянные времени электрических машин, поэтому синтезированные преобразователем напряжения могут рассматриваться как идеальные. В этом случае основное внимание сосредоточено на решении проблемы управления электрической машиной путем воздействия на идеализированные управляемые напряжения, подводимые к ее обмоткам. Следовательно, при создании систем управления электрическими машинами, логично полагать, что к ним прикладывается система симметричных синусоидальных m -фазных напряжений с регулируемыми параметрами.

Основным назначением электрического двигателя является формирование заданного значения электромагнитного момента, связывающего электромагнитные и механические процессы. Данные процессы определяют преобразование электрической энергии в механическую и обратно. Электромагнитный момент является функцией токов намагничивания и нагрузки. Таким образом, управление токами намагничивания и нагрузки необходимо выстраивать так, чтобы обеспечить заданное значение электромагнитного момента, имея при этом максимум коэффициента мощности.

Реализация энергоэффективного управления. Коэффициент мощности в относительных единицах записывается в следующем виде:

$$\cos(\varphi) \approx \frac{\omega^* \cdot M^*}{u_a^* \cdot i_a^*} \approx \frac{(L_d^* - L_q^*) \cdot i_d^* \cdot i_q^*}{\sqrt{L_d^{*2} \cdot i_d^{*2} + L_q^{*2} \cdot i_q^{*2}} \cdot \sqrt{i_d^{*2} + i_q^{*2}}} , \quad (2)$$

где $u_a^* = \sqrt{u_d^{*2} + u_q^{*2}}$ — относительное значение модуля вектора напряжения; $i_a^* = \sqrt{i_d^{*2} + i_q^{*2}}$ — относительное значение модуля вектора тока; L_d^* — полная индуктивность; L_q^* — индуктивность короткого замыкания.

Знак приближения в выражении (1) обусловлен тем, что не учитываются сопротивления R_d^* и R_q^* , так как их величины незначительны.

Далее находится зависимость токов намагничивания и нагрузки, при которой достигается максимум коэффициента мощности (2) при заданном электромагнитном моменте M_3 . Электромагнитный момент зависит от токов намагничивания и нагрузки:

$$M^* = (L_d^* - L_q^*) \cdot i_d^* \cdot i_q^* \quad (3)$$

Предполагается, что на электромагнитный момент наложено следующее ограничение:

$$M^* - M_3^* = 0 \quad (4)$$

Решение задачи оптимального управления с максимальным коэффициентом мощности. Решение данной задачи (1) при ограничении (3) находится методом неопределенных множителей Лагранжа [12]. Функция Лагранжа записывается следующим образом:

$$LG(i_d^*, i_q^*, \lambda) = \cos(\varphi) + \lambda \cdot (M^* - M_3^*), \quad (5)$$

где λ — неопределенный множитель Лагранжа.

Уравнения Лагранжа в процессе поиска максимального коэффициента мощности запишутся в следующем виде:

$$\frac{\partial LG(i_d^*, i_q^*, \lambda)}{\partial i_d^*} = 0; \quad \frac{\partial LG(i_d^*, i_q^*, \lambda)}{\partial i_q^*} = 0; \quad \frac{\partial LG(i_d^*, i_q^*, \lambda)}{\partial \lambda} = 0. \quad (6)$$

Решение системы позволяет найти ток нагрузки и намагничивания, которые обеспечивают управление с максимальным коэффициентом мощности:

$$i_d^* = \sqrt{A \cdot \sqrt{\frac{L_q^*}{L_d^*}}}; \quad i_q^* = \sqrt{A \cdot \sqrt{\frac{L_d^*}{L_q^*}}}, \quad (7)$$

где $A = \frac{|M_3^*|}{L_d^* - L_q^*}$.

Максимальное значение коэффициента мощности определится выражением

$$\cos(\varphi) \approx \frac{1 - \xi}{1 + \xi} \quad (8)$$

Задающие воздействия на контуры управления током намагничивания a_{d1} и нагрузки a_{q1} , в соответствии в формулой (6), определяются выражением

$$a_{d1} = \sqrt{A \cdot \sqrt{\frac{L_q^*}{L_d^*}}}; \quad a_{q1} = \sqrt{A \cdot \sqrt{\frac{L_d^*}{L_q^*}}} \quad (9)$$

при задающем значении электромагнитного момента

$$M_{31}^* = \frac{\sqrt{L_d^* \cdot L_q^*} \cdot (L_d^* - L_q^*)}{L_d^* + L_q^*} \quad (10)$$

Модуль относительного тока i_a^* достигает значения «1». В данном случае для обеспечения длительного режима работы целесообразно увеличивать ток намагничивания и уменьшать ток нагрузки так, чтобы выполнялось равенство $i_a^* = 1$ и обеспечивалось равенство (4). В этом случае задающие воздействия на контуры управления токами намагничивания a_{d2} и нагрузки a_{q2} находятся из уравнений:

$$i_a^* = \sqrt{a_{d2}^{2*} + a_{q2}^{2*}} = 1;$$

$$M_3^* = (L_d^* - L_q^*) \cdot a_{d2}^* \cdot a_{q2}^* \quad (11)$$

Решение этих уравнений относительно задающих воздействий на контуры управления токами намагничивания и нагрузки запишется в следующем виде:

$$a_{d2}^* = \frac{\sqrt{2} \cdot A}{\sqrt{1 + \sqrt{1 - 4 \cdot A^2}}}; \quad a_{q2}^* = \frac{\sqrt{1 + \sqrt{1 - A^2}}}{\sqrt{2}} \quad (12)$$

при задающем значении электромагнитного момента

$$M_{32}^* = \frac{1 - L_q^{*2}}{L_d^* + L_q^*} \cdot \sqrt{L_d^*} \quad (13)$$

Ток намагничивания достигает номинального значения, превышение которого ведет к магнитному насыщению магнитопровода асинхронного двигателя [13]. Работа асинхронного двигателя в режиме насыщения не рациональна, так как в этом режиме появляются дополнительные потери и нагрев. При работе асинхронного двигателя ток намагничивания не должен превышать своего номинального значения. В данном случае задающие воздействия на контур управления током намагничивания описываются в виде

$$a_{d3}^* = \sqrt{\frac{1 - L_q^{*2}}{L_d^{*2} - L_q^{*2}}} \quad (14)$$

При этом задающие воздействия на контур управления током нагрузки a_{d3} находятся из уравнения:

$$M_3^* = (L_d^* - L_q^*) \cdot a_{d3}^* \cdot a_{q3}^* \quad (15)$$

Из выражения (14) следует, что задающие воздействия на контур управления током нагрузки

$$a_{q3}^* = A \sqrt{\frac{L_d^{*2} - L_q^{*2}}{1 - L_q^{*2}}} \quad (16)$$

С использованием полученных выражений (9), (12), (14) и (16) общая формула для определения задающих воздействий на контуры управления токами намагничивания и нагрузки запишется в следующем виде:

$$a_{d3}^* = \min(\max(a_{d1}^*, a_{d2}^*), a_{d3}^*); \quad a_{q3}^* = \text{sign}(M_3^*) \cdot \max(\min(a_{q1}^*, a_{q2}^*), a_{q3}^*) \quad (17)$$

Структурная схема, соответствующая уравнениям (15), приведена на рис. 1.

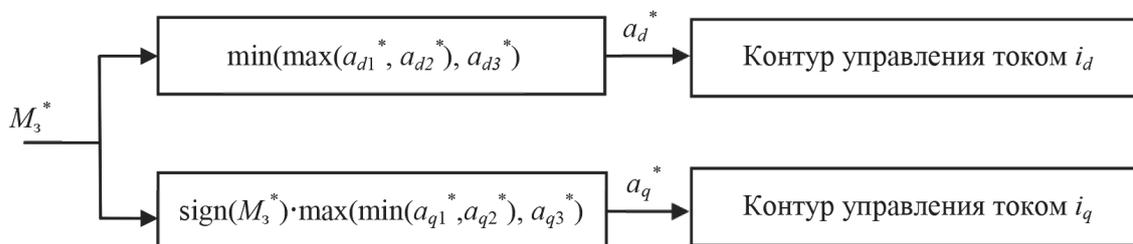


Рис. 1. Структурная схема вычисления сигналов задания для контуров тока намагничивания и нагрузки

Графики зависимости задающих воздействий на контуры управления токами намагничивания и нагрузки, а также коэффициента мощности от электромагнитного момента приведены на рис. 2. Графики построены для асинхронного двигателя, у которого относительная продольная индуктивность $L_d^* = 2,606$, а относительная индуктивность короткого замыкания $L_q^* = 0,132$.

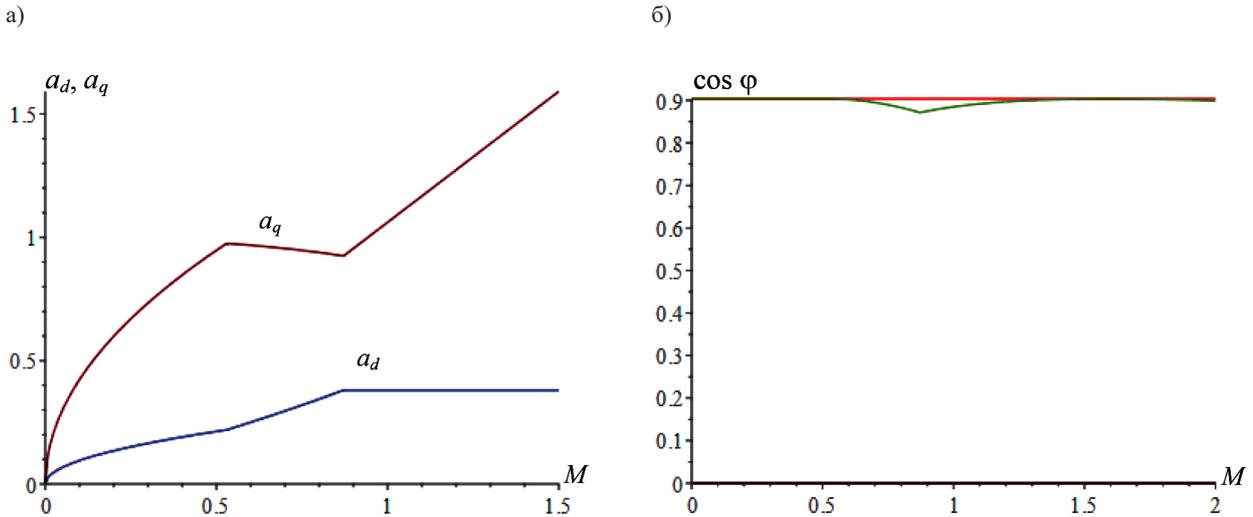


Рис. 2. Графики зависимости от электромагнитного момента:
 а — задающих воздействий на контуры управления токами намагничивания;
 б — коэффициента мощности

Коэффициент мощности при предложенном управлении рассчитывается по формуле (2), в которой относительные значения токов i_d^* и i_q^* следует поменять на задающие воздействия для контуров управления токами намагничивания и нагрузки, определенные выражениями (17). График зависимости коэффициента мощности от электромагнитного момента приведен на рис. 2, б, откуда следует, что коэффициент мощности в широком диапазоне изменения электромагнитного момента остается близким к максимальному значению (красная линия), определенному выражением (8).

Верификация теоретических выкладок произведена посредством моделирования системы управления. Результаты моделирования приведены на рис. 3 и 4.

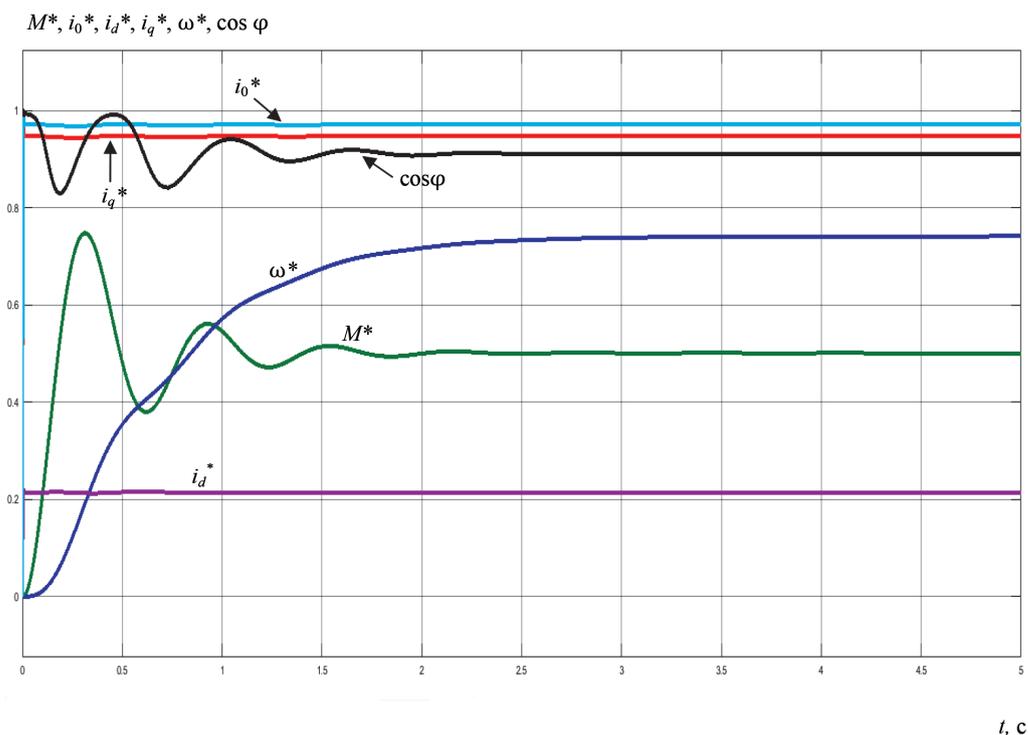


Рис. 3. Результаты моделирования переходных процессов при управлении с максимальным $\cos \varphi$ (двигательный режим)

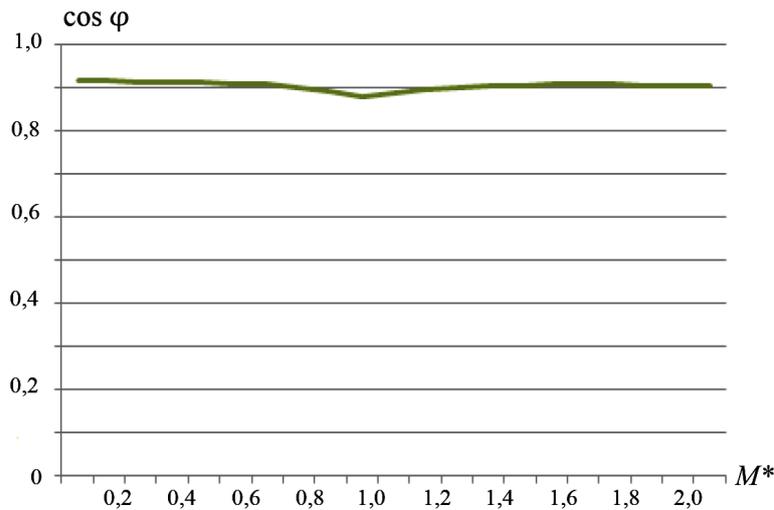


Рис. 4. График зависимости коэффициента мощности от электромагнитного момента, полученный в результате моделирования

Моделирование выполнялось в программе Simulink [14]. При моделировании значение заданного момента: $M_3^* = 0,5$ нагрузка соответствовала вентиляторной.

Заключение (Conclusion)

Представленный алгоритм управления электромагнитным моментом асинхронного двигателя позволяет добиться работы асинхронного двигателя с высоким коэффициентом мощности в широком диапазоне изменения электромагнитного момента. Работа асинхронного двигателя с максимальным коэффициентом мощности повышает энергоэффективность асинхронного двигателя и всего электропривода в целом благодаря снижению потерь в силовой электрической части, включая электронно-ключевой преобразователь.

Задания для контуров токов намагничивания и нагрузки строятся, исходя из следующих ограничений:

- асинхронный двигатель не должен работать в режиме насыщения;
- значение модуля тока статора не должно превышать заданного ограничения.

При значениях электромагнитного момента, близких к номинальному и выше, алгоритм управления формирует задания для контуров токов намагничивания и нагрузки аналогично заданиям системы управления электромагнитным моментом асинхронного электродвигателя при постоянном намагничивании магнитопровода.

Верификация предложенного алгоритма управления, выполненная методом компьютерного моделирования, подтвердила его работоспособность и эффективность.

Представленный алгоритм управления применим к системам управления асинхронным двигателем, в которых созданы контуры управления токами намагничивания и нагрузки. Результаты моделирования позволяют сделать вывод о том, что данный тип управления может заменить управление с постоянным током намагничивания.

Предложенная система управления может быть использована в электроприводах различных технологических процессов (например, в гребных установках различных судов), а также на объектах морского и речного транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Виноградов А. Б.* Векторное управление электроприводами переменного тока / А. Б. Виноградов. — Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина», 2008. — 298 с.

2. Самосейко В. Ф. Теоретические основы управления электроприводом / В. Ф. Самосейко. — СПб.: Элмор, 2007. — 464 с.
3. Гарганеев А. Г. Энергосберегающая модификация векторного управления асинхронного двигателя / А. Г. Гарганеев [и др.]. // Известия Томского политехнического университета. — 2005. — Т. 308. — № 7. — С. 130–134.
4. Мещеряков В. Н. Повышение энергоэффективности асинхронного электропривода с векторным управлением за счет регулирования продольной составляющей тока статора при неполной статической нагрузке / В. Н. Мещеряков, В. В. Данилов // Электротехнические системы и комплексы. — 2018. — № 3 (40). — С. 4–11. DOI: 10.18503/2311-8318-2018-3(40)-4-11.
5. Васильев Д. А. Энергоэффективное управление асинхронным электродвигателем / Д. А. Васильев [и др.] // Вестник НГИЭИ. — 2019. — № 4 (95). — С. 110–115.
6. Karlovsky P. Iron Loss Minimization Strategy for Predictive Torque Control of Induction Motor / P. Karlovsky, O. Lipcak, J. Bauer // Electronics. — 2020. — Vol. 9. — Is. 4. — Pp. 566. DOI: 10.3390/electronics9040566.
7. Abdelati R. Optimal control strategy of an induction motor for loss minimization using Pontryaguin principle / R. Abdelati, M. F. Mimouni // European Journal of Control. — 2019. — Vol. 49. — Pp. 94–106. DOI: 10.1016/j.ejcon.2019.02.004.
8. Karlovsky P. Loss Reduction in Induction Motor Drive Using Model Predictive Control / P. Karlovsky, J. Lettl // 2018 10th International Conference on Electronics, Computers and Artificial Intelligence (ECAI). — IEEE, 2018. — Pp. 1–4. DOI: 10.1109/ECAI.2018.8679073.
9. Абдуллаев М. Повышение коэффициента мощности электроприводов переменного тока / М. Абдуллаев, У. А. Ахмадалиев // Universum: технические науки. — 2019. — № 11–3 (68). — С. 86–89.
10. Железко Ю. С. Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии: Руководство для практических расчетов / Ю. С. Железко. — М.: ЭНАС, 2009. — 456 с.
11. Самосейко В. Ф. Адаптивный алгоритм векторного управления электроприводами с асинхронными электродвигателями / В. Ф. Самосейко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 156–168. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-156-168.
12. Kalman D. Leveling with Lagrange: An alternate view of constrained optimization / D. Kalman // Mathematics Magazine. — 2009. — Vol. 82. — Is. 3. — Pp. 186–196. DOI: 10.1080/0025570X.2009.11953617.
13. Виноградов А. Б. Учет потерь в стали, насыщения и поверхностного эффекта при моделировании динамических процессов в частотно-регулируемом асинхронном электроприводе / А. Б. Виноградов // Электротехника. — 2005. — № 5. — С. 57–61.
14. Черных И. В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И. В. Черных. — М.: ДМК Пресс; СПб.: Питер, 2008. — 288 с.

REFERENCES

1. Vinogradov, A. B. *Elektricheskoye upravleniye elektropriwodami peremennogo toka*. Ivanovo: GOUVPO «Ivanovskiy gosudarstvennyy energeticheskiy universitet imeni V. I. Lenina», 2008.
2. Samoseyko, V. F. *Teoreticheskiye osnovy upravleniya elektropriwodom*. SPb.: Elmor, 2007.
3. Garganeev, A. G., A. T. Yarovoi, L. Yu. Babushkina, A. S. Karakulov, S. V. Langraf, and A. A. Rasstrigin. “Energoberegayushchaya modifikatsiya upravleniya asinkhronnogo dvigatelya.” *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University* 308.7 (2005): 130–134.
4. Meshcheryakov, Victor N., and Vladimir V. Danilov. “Increase of energy efficiency for induction motor with vector control by means of regulation of flux-generation component of stator current at half static load.” *Electrotechnical Systems and Complexes* 3(40) (2018): 4–11. DOI: 10.18503/2311-8318-2018-3(40)-4-11.
5. Vasilyev, Daniil Aleksandrovich, Larisa Anatolevna Panteleeva, Petr Nikolayevich Pokoyev, and Vitaliy Aleksandrovich Noskov. “Energy efficient asynchronous motor control.” *Bulletin NGIEI* 4(95) (2019): 110–115.
6. Karlovsky, Pavel, Ondrej Lipcak, and Jan Bauer. “Iron Loss Minimization Strategy for Predictive Torque Control of Induction Motor.” *Electronics* 9.4 (2020): 566. DOI: 10.3390/electronics9040566.
7. Abdelati, Riadh, and M. Faouzi Mimouni. “Optimal control strategy of an induction motor for loss minimization using Pontryaguin principle.” *European Journal of Control* 49 (2019): 94–106. DOI: 10.1016/j.ejcon.2019.02.004.

8. Karlovsky, Pavel, and Jiri Lettl. "Loss Reduction in Induction Motor Drive Using Model Predictive Control." *2018 10th International Conference on Electronics, Computers and Artificial Intelligence (ECAI)*. IEEE, 2018. 1–4. DOI: 10.1109/ECAI.2018.8679073.

9. Abdullayev, Mukhammadsayfullo, and Utkirbek Akhmadaliyev. "Increasing power coefficient of ac electric drives." *Universum: tekhnicheskiye nauki* 11–3(68) (2019): 86–89.

10. Zhelezko, Yu. S. *Poteri elektroenergii. Reaktivnaya moshchnost'. Kachestvo elektroenergii: Rukovodstvo dlya prakticheskikh raschetov*. M.: ENAS, 2009.

11. Samosejko, Veniamin F. "The adaptive algorithm of the vector control of electrical drives with the induction motors." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.1 (2019): 156–168. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-156-168.

12. Kalman, Dan. "Leveling with Lagrange: An alternate view of constrained optimization." *Mathematics Magazine* 82.3 (2009): 186–196. DOI: 10.1080/0025570X.2009.11953617.

13. Vinogradov, A. B. "Dynamic processes simulation of frequency-controlled induction motor with regard of iron losses, saturation and skin effect." *Russian Electrical Engineering* 5 (2005): 57–61.

14. Chernykh, I. V. *Modelirovanie elektrotekhnicheskikh ustroystv v MATLAB, SimPowerSystems i Simulink*. M.: DMK Press; SPb.: Piter, 2008.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Самосейко Вениамин Францевич —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7

e-mail: samoseyko@mail.ru,
kaf_electroprivod@gumrf.ru

Гуськов Владимир Олегович —
ведущий инженер отдела проектирования
электропривода и комплектных устройств
Завод «Электросила» —
филиал АО «Силовые машины»
196105, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Московский пр., 139
e-mail: vladimir_guskov@inbox.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Samoseiko, Veniamin F. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation

e-mail: samoseyko@mail.ru,
kaf_electroprivod@gumrf.ru

Guskov, Vladimir O. —
Leading Engineer of the Design Department
of Electric Drive and Complete Devices
Electrosila Plant —
branch of JSC "Power machines"
139 Moskovskii Av., St. Petersburg, 196105,
Russian Federation
e-mail: vladimir_guskov@inbox.ru

Статья поступила в редакцию 7 декабря 2020 г.

Received: December 7, 2020.

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1087-1102

STRATEGIES FOR THE TARGET FUNCTION FORMATION AT THE PARAMETRIC SYNTHESIS OF THE AUTOMATED ELECTRIC DRIVES OF WATER TRANSPORT OBJECTS

A. V. Saushev, N. V. Belousova, E. V. Bova

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The issues of the target function formation when solving parametric optimization problems in relation to the automated electric drives of water transport objects. The complexity of solving the problem is due to its multi-criteria nature and the lack of reasonable methods for solving it for ship and shore electric drives. It is shown that at the stage of parametric synthesis, the controlled parameters of the main elements of the electric drive are optimized. At the same time, in the case of setting up the electric drive, such parameters are the gain coefficients and time constants of its control system. The analysis shows that quite often one most important quality indicator, which characterizes the speed of the electric drive, is chosen as the target function. It is shown that in recent years, other indicators that characterize accuracy, energy costs, and parametric reliability are also introduced into consideration. It is noted that the most important indicator that fully characterizes the probability of trouble-free operation of the electric drive is the reserve of efficiency. Three strategies for the formation of the target function are considered. The first of them involves the search for the optimum by the criterion of maximizing the minimum margin of efficiency. This approach is recommended for responsible electric drives. A distinctive feature of the proposed algorithm for solving the problem is the use of a priori information about the change rates of the controlled parameters. The second strategy involves the option of constructing the objective function, which is provided by a given working capacity stock, and the search for optimum is carried out according to the generalized criterion that takes into account the performance and energy efficiency and is based on the principle of equality. The third strategy involves the formation of the target function by way of an additive form as a generalized indicator of the economic efficiency of the electric drive, built on the basis of all considered quality indicators. At the same time, functional dependencies are established between this indicator and each quality indicator. This allows you to write the desired dependency in the form of an additive function. The algorithms for solving the problem in relation to the first strategy, which are illustrated by specific examples, are considered in the paper.

Keywords: automated electric drive, target function, working capacity stock, quality indicators, parametric synthesis.

For citation:

Saushev, Alexander V., Nadezhda V. Belousova, and Elena V. Bova. "Strategies for the target function formation at the parametric synthesis of the automated electric drives of water transport objects." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1087–1102. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1087-1102.

УДК 658.512

СТРАТЕГИИ ФОРМИРОВАНИЯ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ПРИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОМ СИНТЕЗЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ОБЪЕКТОВ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

А. В. Саушев, Н. В. Белоусова, Е. В. Бова

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрены вопросы формирования целевой функции при решении задач параметрической оптимизации применительно к автоматизированным электроприводам объектов водного транспорта. Сложность решения задачи обусловлена ее многокритериальностью и отсутствием обоснованных методов ее решения для судовых и береговых электроприводов. Показано, что на этапе параметрического синтеза

оптимизируемыми являются управляемые параметры основных элементов электропривода. При этом, в случае настройки электропривода, такими параметрами являются коэффициенты усиления и постоянные времени его системы управления. Анализ показывает, что достаточно часто в качестве целевой функции выбирается один наиболее важный показатель качества, который характеризует быстродействие электропривода. Показано, что в ряде публикаций в рассмотрение вводятся и другие показатели, которые характеризуют точность, энергетические затраты и параметрическую надежность. Отмечается, что важнейшим показателем, в полной мере характеризующим вероятность безотказной работы электропривода, является запас работоспособности. Рассматриваются три стратегии формирования целевой функции. Первая из них предполагает поиск оптимума по критерию максимизации минимального запаса работоспособности. Такой подход рекомендуется для электроприводов ответственного назначения. Отличительной чертой предложенного алгоритма решения задачи является использование априорной информации о скоростях изменения управляемых параметров. Вторая стратегия предполагает такой вариант построения целевой функции, при котором обеспечивается заданный запас работоспособности, а поиск оптимума осуществляется по обобщенному критерию, учитывающему показатели быстродействия и энергетической эффективности и построенному на основе принципа равенства. Третья стратегия предполагает формирование целевой функции в виде аддитивной формы как обобщенного показателя экономической эффективности электропривода, построенного на основе всех рассматриваемых показателей качества. При этом устанавливаются функциональные зависимости между этим показателем и каждым показателем качества. Это позволяет записать искомую зависимость в виде аддитивной функции. В работе рассматриваются алгоритмы решения задачи применительно к первой стратегии, которые иллюстрируются конкретными примерами.

Ключевые слова: автоматизированный электропривод, целевая функция, запас работоспособности, показатели качества, параметрический синтез.

Для цитирования:

Саушев А. В. Стратегии формирования целевой функции при параметрическом синтезе автоматизированных электроприводов объектов водного транспорта / А. В. Саушев, Н. В. Белоусова, Е. В. Бова // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1087–1102. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1087-1102.

Введение (Introduction)

Оптимизация электротехнических систем (ЭТС) на этапе параметрического синтеза предполагает решение двух основных задач: определение номинальных значений внутренних параметров системы и допустимых пределов их изменения [1]. Внутренними параметрами являются параметры элементов ЭТС, характеризующие состояние и свойства самой системы. При параметрическом синтезе они определяют вектор X управляемых или варьируемых параметров, которые при решении задач оптимизации и технической диагностики также называют *первичными параметрами*. В качестве ЭТС в работе рассматривается автоматизированный электропривод (АЭП) — электромеханическая система, предназначенная для приведения в движение исполнительного органа рабочей машины и управления этим движением, при котором часть операций выполняют соответствующие устройства без участия оператора. Практически все современные электроприводы на водном транспорте являются автоматизированными.

Управляемыми параметрами АЭП являются параметры его основных функциональных элементов — преобразователей электрической энергии, электромеханических и механических преобразователей, системы управления электропривода. К ним, например, относятся: активные и реактивные сопротивления электрических машин и преобразователей энергии, коэффициенты усиления и постоянные времени регуляторов системы управления. Для упрощения задачи, без потери общности полученных результатов, будем считать, что рассматривается режим настройки АЭП. При этом параметры всех функциональных элементов электропривода заданы, а варьируемыми являются параметры его системы управления.

Математическая функциональная модель АЭП представляет собой алгоритм вычисления вектора выходных параметров Y при заданных векторах первичных параметров X и внешних параметров V . Внешние параметры характеризуют свойства внешней по отношению к электроприво-

ду среды и оказывают влияние на его функционирование. Выходные параметры характеризуют свойства АЭП, интересующие потребителя. Они представляют собой параметры-функционалы, т. е. функциональные зависимости фазовых переменных АЭП и параметры, являющиеся граничными значениями диапазонов внешних переменных, в которых сохраняется работоспособность АЭП. В работах [1]–[3] показано, что выходными параметрам ЭТС, а, следовательно, и АЭП на стадии параметрического синтеза принципиально могут быть показатели назначения, параметрической надежности и экономичности.

Для рассматриваемого случая параметрический синтез АЭП, как правило, сводится к задаче настройки регуляторов. При этом достаточно часто используют стандартные настройки на технико-симметричный оптимум, имеющие известные недостатки [3]–[7] — в процессе настройки рассматриваются лишь два динамических показателя: время переходного процесса и максимальное перерегулирование. При этом оптимизация коэффициентов усиления и постоянных времени регуляторов осуществляется по критерию главного показателя (время переходного процесса), недостатки которого достаточно подробно описаны, например, в работе [1].

Все более широкое применение на практике находят регуляторы с наблюдателями состояния [7], достоинством которых является гибкая структура регулятора и необходимость наличия лишь одного датчика выходной координаты объекта управления. Для параметрической оптимизации АЭП с такими регуляторами достаточно часто используется метод модального синтеза на основе стандартных распределений корней характеристического полинома [7]. Однако при этом не учитываются показатели параметрической надежности и возможные ограничения координат, присущие АЭП, что особенно важно для судовых и береговых объектов электроприводов [1], [2], [8].

В работах [1], [7], [9] отмечается, что применение современных методов параметрической оптимизации позволяет учесть весь комплекс требований, предъявляемых к системам автоматического управления электроприводов, а основной трудностью решения данной задачи являются проблемы формирования критериев качества управления, большинство которых носят косвенный характер, а также сходимости алгоритмов поиска глобального экстремума выбранной целевой функции. Синтез АЭП, включая их системы управления с регуляторами наблюдателями состояния, следует осуществлять не на основе косвенных критериев оптимальности, а в соответствии с требованиями, предъявляемыми к качеству управления АЭП, включая показатели назначения (показатели быстродействия, точности), экономичности (энергетической эффективности) и параметрической надежности (показатели робастности, запас работоспособности). Таким образом, вопрос оптимального параметрического синтеза АЭП и систем их управления является задачей многокритериальной (векторной) оптимизации. Методологические аспекты решения задач многокритериальной оптимизации динамических систем продолжают оставаться актуальными и востребованными.

Для формирования целевой функции применительно к АЭП в работе [7] предложено использовать расширенный критерий качества, включающий нормированные показатели быстродействия \bar{Y}_1 , точности \bar{Y}_2 , параметрической грубости \bar{Y}_3 и энергетических затрат на управление \bar{Y}_4 :

$$\bar{Y}_m = 1 - \left(\prod_{i=1}^m \bar{Y}_i \right)^{1/m}, \quad (1)$$

где $m = 4$ — количество показателей качества управления в составе критерия.

В качестве показателя быстродействия \bar{Y}_1 принимается время нарастания переходной характеристики t_n , а в качестве показателя точности \bar{Y}_2 — средний модуль относительного отклонения выходной координаты системы на интервале времени от t_n до t_n :

$$\bar{\sigma}_y = \frac{1}{N - T} \sum_{j=T}^N \left| \frac{Y_j - Y_3}{Y_3} \right| \cdot 100 \%,$$

где $T = t_n / T_0$ и $N = t_n / T_0$ — относительное время нарастания и переходного процесса; T_0 — период квантования.

В качестве показателя робастности \bar{Y}_3 , который косвенно характеризует параметрическую надежность АЭП, предлагается использовать средний модуль отклонения переходной характеристики системы при вариации параметров объекта управления относительно расчетных значений за период переходного процесса:

$$\bar{\sigma}_R = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \left| \frac{Y_j - Y_j^*}{Y_j} \right| \cdot 100 \%,$$

где Y_j, Y_j^* — соответственно значения выходной координаты при расчетных и измененных параметрах системы.

В качестве показателя энергетических затрат на управление \bar{Y}_4 предлагается принять пиковое значение тока электродвигателя, ограниченное перегрузочной способностью силовой части системы.

Основным недостатком критерия (1) служит его мультипликативная форма задания, которая является субъективной и имеет известные ограничения [1]. Анализ библиографических источников показывает, что для большинства АЭП объектов водного транспорта (ОВТ) главным является соблюдение требования высокой надежности. Для АЭП, характеризующихся параметрической нестабильностью, особую актуальность приобретает требование обеспечения параметрической надежности. Применительно к решаемой задаче это означает, что важнейшим параметром оптимизации является запас работоспособности АЭП, который необходимо максимизировать. В работах [1], [10] доказано, что запас работоспособности в полной мере характеризует важнейший показатель безотказности — вероятность безотказной работы.

Под запасом работоспособности будем понимать степень приближения вектора \mathbf{X}_i фактического состояния системы к его предельно допустимому значению \mathbf{X}_n . Множество предельно допустимых значений вектора \mathbf{X}_n определяется границей области работоспособности АЭП. Область работоспособности $\mathbf{G} = \mathbf{P} \cap \mathbf{M}$ устанавливает множество допустимых значений внутренних параметров, при которых выполняются все требования, предъявляемые к выходным параметрам АЭП [11]. Она определяется условиями работоспособности, которые в случае двухсторонних ограничений параметров имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} Y_{j\min} \leq Y_j = F_j(\mathbf{X}) \leq Y_{j\max}, \quad j = \overline{1, m}; \\ X_{i\min} \leq X_i \leq X_{i\max}, \quad i = \overline{1, n}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $Y_{j\max}(X_{i\max}), Y_{j\min}(X_{i\min})$ — соответственно максимально и минимально допустимые значения j -го выходного Y_j (i -го внутреннего X_i) параметра; F — оператор, устанавливающий связь между внутренними и выходными параметрами; \mathbf{D} и \mathbf{P} — допусковые области, определяемые, соответственно, первым и вторым неравенствами (2).

При этом области \mathbf{D} в пространстве внутренних параметров будет соответствовать допусковая область \mathbf{M} . Степень приближения вектора \mathbf{X}_i при отсутствии информации о скоростях изменения первичных параметров АЭП определяется расстоянием от его конца до ближайшей граничной точки области работоспособности. При наличии такой информации в рассмотрение вводятся коэффициенты $k_1, \dots, k_i, \dots, k_n$, характеризующие эти скорости по каждому первичному параметру. В относительных единицах, считая коэффициент k_1 наибольшим, получим $1, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_n$, где $\alpha_i = k_i/k_1, i = \overline{1, n}$.

Обозначим через $[\mathbf{X}_r] = [X_{r1}, X_{r2}, \dots, X_{rn}]$ точку на границе области работоспособности. Минимальное расстояние вектора параметров $\mathbf{X}_i = [X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{in}]$ от вектора \mathbf{X}_r по всем значениям граничных точек при отсутствии данных о значениях коэффициентов α_i будет определять запас работоспособности системы

$$\rho = \min_{[\mathbf{X}_r]} \sqrt{(X_1 - X_{r1})^2 + \dots + (X_i - X_{ri})^2 + \dots + (X_n - X_{rn})^2}.$$

Если определены номинальные значения параметров $[X_n] = [X_{1n}, X_{2n}, \dots, X_{nn}]$, то может быть определен и номинальный запас работоспособности. Запишем это выражение для случая, когда известны коэффициенты α_i . При этом

$$\rho_n = \min_{[X_i]} \sqrt{(X_{1n} - X_{r1})^2 + \dots + (X_{in} - \alpha_i X_{ri})^2 + \dots + (X_{nn} - \alpha_n X_{rn})^2}.$$

В относительных единицах запас работоспособности определяется в виде

$$\lambda(X) = \rho / \rho_n. \quad (3)$$

В статье рассматриваются известные подходы к решению задачи параметрической оптимизации АЭП и предлагаются оригинальные способы формирования целевой функции в условиях многокритериальности, которые отличаются учетом информации о скоростях изменения первичных параметров АЭП и новым подходом к синтезу обобщенного показателя качества.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Рассмотрим возможные стратегии формирования целевой функции при параметрическом синтезе АЭП применительно к объектам водного транспорта. Во всех случаях, как это отмечается в работах [1], [8], [9], [12], необходимым условием является учет запаса работоспособности АЭП.

Стратегия 1. В качестве целевой функции при параметрическом синтезе АЭП используется запас работоспособности, который необходимо максимизировать. Такой подход, рассматриваемый в работах [1], [3], [9], рекомендуется для мощных АЭП, а также для АЭП объектов водного транспорта ответственного назначения, к которым, например, можно отнести рулевой электропривод, гребной электропривод, электроприводы мощных судовых электроэнергетических систем, электропривод двухстворчатых ворот шлюза.

В зависимости от наличия и вида априорной информации об области работоспособности и статистической информации о скоростях изменения первичных параметров можно выделить различные методы и алгоритмы решения задачи, которые достаточно хорошо разработаны. Универсальным методом решения задач параметрического синтеза ЭТС является метод сужающихся областей (метод Саушева), который с высокой точностью впервые позволил найти глобальный оптимум для произвольной формы области работоспособности при практически произвольной размерности пространства первичных параметров ЭТС.

В зависимости от вида АЭП или его элемента разработаны различные алгоритмы решения задачи [1], которые применимы для всех возможных вариантов построения систем управления электроприводов. При наличии информации о границе области работоспособности в виде множества граничных точек разработан метод электрической аналогии, который дал возможность синтезировать целевую функцию, позволяющую использовать любой метод нелинейного программирования для поиска оптимума [1]. В работе [2] рассматривается модификация известных алгоритмов, которая учитывает степень влияния первичных параметров на показатели качества АЭП.

Стратегия 2. В качестве целевой функции при параметрическом синтезе АЭП используются: *вариант 1* — минимум обобщенного показателя качества при обеспечении заданного запаса работоспособности электропривода; *вариант 2* — максимум запаса работоспособности при обеспечении заданного запаса работоспособности остальных показателей качества электропривода. Для формирования обобщенного критерия оптимальности используется принцип минимакса, являющийся, по сути, следствием принципа равновесия Нэша, успешно применяемым для решения различных экономических задач [13].

Стратегия 3. Данная стратегия предполагает формирование целевой функции, исходя из предположения, что все возможные показатели АЭП при решении задачи параметрического синтеза не только имеют заданные ограничения, но и определяют экономическую эффективность (ЭЭ) электропривода.

Рассмотрим важнейшее свойство АЭП — его быстродействие, которое чаще всего характеризуется временем переходного процесса $t_{\text{пер}}$. Данный показатель имеет известные ограничения —

может изменяться от нуля до своего предельного значения, которое определяется конкретным электроприводом и задается на стадии составления технического задания. При превышении этого значения АЭП теряет работоспособное состояние и неспособен выполнять возложенные на него функции. Экономическая эффективность является функцией показателя t_{III} . Чем меньше величина t_{III} , тем больше значение ЭЭ. Это обусловлено тем, что быстродействие АЭП определяет целый ряд других его показателей, например, точность регулирования, плавность регулирования, стабильность электромагнитного момента электрической машины (значения пульсаций момента), которые, в свою очередь, характеризуют ЭЭ. Зависимость ЭЭ от показателей быстродействия в общем случае является нелинейной и может быть получена при исследовании конкретного типа электропривода.

Аналогичные зависимости могут быть получены для показателей точности и энергетических затрат на управление \bar{Y}_4 . Очевидно, что ЭЭ определяется также запасом работоспособности АЭП (3), но эта зависимость носит дискретный характер — 0, при изменении относительного значения запаса работоспособности в пределах от нуля до единицы: $\lambda(\mathbf{X}) \in [0; 1]$, и конкретное фиксированное значение при $\lambda(\mathbf{X}) > 1$. Таким образом, в общем случае $\text{ЭЭ} = f(Y_1, \dots, Y_j, \dots, Y_m)$. Поскольку показатели Y_j определяют затраты, характеризуемые конкретной ценой, полученная зависимость может быть представлена аддитивной функцией

$$\text{ЭЭ} = \sum_{j=1}^m b_j Y_j,$$

где b_j — весовые коэффициенты.

Данная стратегия позволяет свести задачу векторной оптимизации к задаче скалярной оптимизации и гарантировать получение оптимального решения. Вместе с тем требуются дополнительные исследования по определению вида функциональной связи между показателем ЭЭ и конкретными значениями показателей качества, которые выходят за рамки настоящей работы.

Результаты (Results)

В статье изложены вопросы формирования целевой функции при параметрическом синтезе АЭП на основе стратегии 1. Рассмотрим модификацию метода поиска оптимального решения, учитывающего информацию о скоростях изменения настраиваемых параметров, который основан на методе сужающихся областей исходя из предположения, что каждая из функций-ограничений неравенства (2): $Y_{j\text{max}} - F_j(\mathbf{X}) \geq 0$ и $F_j(\mathbf{X}) - Y_{j\text{min}} \geq 0$, аппроксимирована конечным множеством линейных гиперповерхностей f_j и область \mathbf{M} задана в виде следующей системы неравенств:

$$\sum_{j=1}^{2m} f_j(\mathbf{X}) \geq 0;$$

$$f_j(\mathbf{X}) = b_{j0} + \sum_{i=1}^n b_{ji} X_i \geq 0.$$

Методы аппроксимации области работоспособности системой линейных неравенств рассмотрены, например, в работе [1]. Рассмотрим метод, позволяющий сформировать такую целевую функцию, для которой возможно применение любого известного алгоритма поиска оптимального решения и при этом достигается максимально возможный или заданный запас работоспособности АЭП.

Формирование целевой функции. В пространстве R^n внутренних параметров введем метрику l , которая является функцией координат двух любых точек этого пространства, например точек A и B . При этом $l = \sqrt{\sum_{i=1}^n \mu_i (X_i(A) - X_i(B))^2}$, где $X_i(A)$, $X_i(B)$ — координаты векторов точек A и B соответственно; μ_i — нормирующий множитель по i -й координате параметров \mathbf{X} .

Если одна из точек (например, точка A) является граничной точкой области работоспособности, а точка B находится внутри этой области и ее координаты характеризуют состояние АЭП

в рассматриваемый момент времени, то данная метрика будет определять запас работоспособности системы и служить критерием поиска координат оптимальной точки.

Для формирования целевой функции представим область работоспособности в виде единого аналитического выражения. С этой целью воспользуемся свойствами логических R -функций [1]. В общем виде можно записать:

$$\left(\dots \left(\left(\varphi_1 \wedge_{\alpha_1}^k \varphi_2 \right) \wedge_{\alpha_2}^k \varphi_3 \right) \wedge_{\alpha_3}^k \dots \right) \wedge_{\alpha_{(g-1)}}^k \varphi_d = \wedge_{g=1}^d \varphi_g \geq 0, \quad (4)$$

где $\wedge_{\alpha_g}^k$ — R конъюнкция R функций φ_g , обеспечивающая возможность взятия k производных; $\alpha_g, g = \overline{1, d}$ — величины, принадлежащие интервалу $\alpha_g \in [-1; 1]$.

Если все ограничения (1) являются двухсторонними, то $d = 2(m + n)$. При этом для функций-ограничений $f_j(\mathbf{X}) : Y_{j\max} - F_j(\mathbf{X}) \geq 0$ и $F_j(\mathbf{X}) - Y_{j\min} \geq 0$ — $\varphi_g = f_j(\mathbf{X}), g = j, j = \overline{1, 2m}$, а для функций-ограничений $f_i(\mathbf{X}) : X_{i\max} - X_i \geq 0$ и $X_i - X_{i\min} \geq 0$ — $\varphi_g = f_i(\mathbf{X}), g = i, i = \overline{1, 2n}$.

В формуле (4) могут быть опущены скобки, тогда конечный результат не будет зависеть от последовательности свертки R -функций φ_g . Поскольку для построения целевой функции не требуется взятие производных, принимая $\alpha = 1$, получим

$$\varphi_1 \wedge \varphi_2 = 0,5(\varphi_1 + \varphi_2 - |\varphi_1 - \varphi_2|). \quad (5)$$

В развернутой форме записи функция $G = G(\mathbf{X})$, аналитически описывающая область работоспособности \mathbf{G} , примет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} G = \varphi_{(d)} = 0,5(\varphi_{(d-1)} + \varphi_d - |\varphi_{(d-1)} - \varphi_d|); \\ \varphi_{(d-1)} = 0,5(\varphi_{(d-2)} + \varphi_{d-1} - |\varphi_{(d-2)} - \varphi_{d-1}|); \\ \dots \\ \varphi_{(g)} = 0,5(\varphi_{(g-1)} + \varphi_g - |\varphi_{(g-1)} - \varphi_g|); \\ \dots \\ \varphi_{(3)} = 0,5(\varphi_{(2)} + \varphi_3 - |\varphi_{(2)} - \varphi_3|); \\ \varphi_{(2)} = 0,5(\varphi_1 + \varphi_2 - |\varphi_1 - \varphi_2|). \end{array} \right. \quad (6)$$

Уравнение $G = 0$ определяет границу области работоспособности. Представим функцию G в виде R конъюнкции функций $M = M(\mathbf{X})$ и $P = P(\mathbf{X})$, описывающих, соответственно, области \mathbf{M} и \mathbf{P} . В результате, на основе уравнения (5), получим:

$$G = 0,5(M + P - |M - P|) \geq 0. \quad (7)$$

Для аналитического описания областей \mathbf{M} и \mathbf{P} в системе уравнений (6) нужно произвести следующие замены: $g = j, d = 2m, G = M$ — для описания области \mathbf{M} и $g = i, d = 2n, G = P$ — для описания области \mathbf{P} . В случае, если $m = n = 2$, а внутренние параметры заданы в относительных единицах, причем $X_{1\min} = X_{2\min} = -1, X_{1\max} = X_{2\max} = 1$, области \mathbf{M} и \mathbf{P} запишутся в виде следующих неравенств:

$$\begin{aligned} M &= 0,25(Y_{1\max} + Y_{2\max} - Y_{1\min} - Y_{2\min} - |2F_1(X_1, X_2) - Y_{1\max} - Y_{1\min}| - \\ &- |2F_2(X_1, X_2) - Y_{2\max} - Y_{2\min}| - |Y_{1\max} + Y_{2\min} - Y_{1\min} - Y_{2\max} + \\ &+ |2F_1(X_1, X_2) - Y_{2\max} - Y_{2\min}| - |2F_2(X_1, X_2) - Y_{1\max} - Y_{1\min}|) \geq 0; \\ P &= 0,5(2 - |X_1| - |X_2| - ||X_2| - |X_1||) \geq 0. \end{aligned}$$

Используя основное свойство R -функций, заключающееся в том, что логические и простейшие арифметические операции над ними образуют новую R -функцию, можно сделать вывод о том,

что аналитические описания областей \mathbf{M} , \mathbf{P} и \mathbf{G} также будут являться R -функциями. Получим уравнение границы области \mathbf{G}_μ , расположенной эквидистантно области работоспособности \mathbf{G} и внутри нее при условии, что скорости изменения настраиваемых параметров одинаковы граничные точки областей \mathbf{G} и \mathbf{G}_μ будут располагаться относительно друг друга по направлению градиента к функции $G(\mathbf{X})$ на одинаковом расстоянии l .

Рассмотрим две граничные точки $N \in f_j(\mathbf{X}) \in \mathbf{M}$ и $N^\mu \in f_j^\mu(\mathbf{X}) \in \mathbf{M}_\mu$. Координаты точки N^μ можно выразить через координаты точки N по формуле

$$X_i^\mu = X_i + \frac{(\partial f_j(\mathbf{X})/\partial X_i)l}{|\text{grad } f_j(\mathbf{X})|} = X_i + \frac{b_{ji}}{|\text{grad } f_j(\mathbf{X})|}l, \quad \text{grad } f_j(\mathbf{X}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\partial f_j(\mathbf{X})/\partial X_i)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n b_{ji}^2},$$

откуда

$$f_j^\mu(\mathbf{X}) = f_j(\mathbf{X}) - |\text{grad } f_j(\mathbf{X})|l. \quad (8)$$

Область \mathbf{M}_μ аналитически описывается аналогично области \mathbf{M} по формуле (7), в которой $\varphi_g = f_j^\mu(\mathbf{X})$, а функция M заменяется функцией M_μ .

В том случае, если граничная точка принадлежит области \mathbf{P} , координаты точки N^μ определяются выражением $X_i^\mu = X_i \pm l$. Аналитическое описание области \mathbf{P}_μ аналогично описанию области \mathbf{P} , при этом $\varphi_g = f_i^\mu(\mathbf{X})$. На основании формулы (7) получим $G_\mu = 0,5(M_\mu + P_\mu - |M_\mu - P_\mu|) \geq 0$.

В работе [14] показано, что численное значение R -функции G_μ определяется значением функции, которое является наименьшим среди всех R -функций $\varphi_g(\mathbf{X})$ и для любой точки каждой из гиперповерхностей $f_j^\mu \subset \mathbf{G}_\mu$ численное значение этой функции одинаково. Таким образом, функция G_μ принципиально может быть использована в качестве целевой функции при параметрическом синтезе АЭП по критерию запаса работоспособности. Недостатком этой функции является невозможность использования поисковых методов оптимизации, поскольку для разных граничных точек области \mathbf{G}_μ , функция G_μ не является постоянной, а принимает значение из множества возможных значений: $\{f_1^\mu, f_2^\mu, \dots, f_{2m}^\mu, l\}$.

Построим R -функцию, которая будет принимать единственное значение для любой точки, находящейся на одинаковом расстоянии от границы области работоспособности при условии, что скорости изменения настраиваемых параметров одинаковы. С этой целью, на основании (8), сформируем R -функции:

$$\varphi_j^l(\mathbf{X}) = \frac{f_j^\mu(\mathbf{X})}{|\text{grad } f_j(\mathbf{X})|} = \frac{f_j(\mathbf{X})}{|\text{grad } f_j(\mathbf{X})|} - l.$$

Для любой внутренней точки области работоспособности, находящейся на одинаковом расстоянии от ее ближайшей граничной точки, вычисленное значение функции $\varphi_j^l(\mathbf{X})$ будет равно l . Искомая функция будет иметь вид

$$G_l = 0,5(M_l + P_l - |M_l + P_l|). \quad (9)$$

Рассмотрим случай, когда скорости изменения настраиваемых параметров различны. При этом введем в рассмотрение функцию

$$s_j(\mathbf{X}) = b_{j0} + \sum_{i=1}^n b_{ji} \alpha_i X_i \geq 0,$$

где α_i — коэффициенты, определяющие скорости изменения настраиваемых параметров.

Запишем выражение для градиента этой функции:

$$\text{grad } s_j(\mathbf{X}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\partial s_j(\mathbf{X})/\partial X_i)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i b_{ji}^2}.$$

Искомая целевая функция примет вид

$$\varphi'_j(\mathbf{X}) = \frac{f_j(\mathbf{X})}{|\text{grad } s_j(\mathbf{X})|} - l = b_{j0} + \sum_{i=1}^n b_{ji} X_i - l \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i b_{ji}^2}. \quad (10)$$

В случае, если $n = 2$, на основании формулы (10), получим

$$\varphi'_j(X_1, X_2) = \frac{f_j(X_1, X_2)}{|\text{grad } s_j(X_1, X_2)|} - l = b_{j0} + b_{j1} X_1 + b_{j2} X_2 - l \sqrt{a_1 b_{j1}^2 + a_2 b_{j2}^2}. \quad (11)$$

Принимая для сокращения формы записи $\alpha_1 = 1, d = \alpha_2/\alpha_1$, на основании формулы (11), получим

$$\varphi'_j(X_1, X_2) = f_j(X_1, X_2) - l \sqrt{b_{j1}^2 + d b_{j2}^2}. \quad (12)$$

В формуле (9) функция M_l вычисляется аналогично функции M_μ . Для этого в формуле (7) следует заменить φ_g на $\varphi'_j(\mathbf{X})$, а вместо M записать M_l . Функция P_l тождественно равна функции P_μ . Полученная функция G_l может являться целевой функцией при оптимизации ЭТС на максимум запаса работоспособности, причем для вычисления координат оптимальной точки по критерию $\max G_l$ может быть использован любой поисковый метод оптимизации. Заикливание при поиске исключается.

Важным свойством функции G_l является возможность распознавания состояния АЭП. Если вычисленное значение функции положительное, то система находится в работоспособном состоянии. Если результат окажется отрицательным, то электропривод находится в неработоспособном состоянии. В том случае, если значения внутренних параметров выражены в относительных единицах, вычисленное в любой внутренней точке области работоспособности значение функции будет характеризовать относительное значение запаса работоспособности АЭП, принадлежащее интервалу $[-1; 1]$.

При использовании для оптимизации градиентных методов, характеризующихся наибольшим быстродействием, при построении функции G_l следует использовать формулу (4), которая позволяет осуществлять операции дифференцирования.

Пример 1. Пусть внутренние параметры АЭП заданы в относительных единицах, область работоспособности совпадает с областью \mathbf{M} и определяется следующими ограничениями:

$$\begin{aligned} f_1(X_1, X_2) &= X_1 + 8X_2 - 1 \geq 0; f_2(X_1, X_2) = -X_1 + 1,2X_2 + 0,7 \geq 0; \\ f_3(X_1, X_2) &= 4,5X_1 - X_2 - 1,45 \geq 0; f_4(X_1, X_2) = -6,5X_1 - 2,7X_2 + 6,15 \geq 0; \\ G &= f_1(X_1, X_2) \wedge f_2(X_1, X_2) \wedge f_3(X_1, X_2) \wedge f_4(X_1, X_2). \end{aligned}$$

На основании формул (9) и (12) целевая функция будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} G_l &= 0,5(\varphi_{12}(X_1, X_2) + \varphi_{34}(X_1, X_2) - |\varphi_{12}(X_1, X_2) - \varphi_{34}(X_1, X_2)|); \\ \varphi_{12}(X_1, X_2) &= 0,5(\varphi_1(X_1, X_2) + \varphi_2(X_1, X_2) - |\varphi_1(X_1, X_2) - \varphi_2(X_1, X_2)|); \\ \varphi_{34}(X_1, X_2) &= 0,5(\varphi_3(X_1, X_2) + \varphi_4(X_1, X_2) - |\varphi_3(X_1, X_2) - \varphi_4(X_1, X_2)|); \\ \varphi_1(X_1, X_2) &= f_1(X_1, X_2) - l \sqrt{b_{11}^2 + d b_{12}^2} = X_1 + 8X_2 - 1 - l \sqrt{1 + 8^2 d}; \\ \varphi_2(X_1, X_2) &= f_2(X_1, X_2) - l \sqrt{b_{21}^2 + d b_{22}^2} = -X_1 + 1,2X_2 + 0,7 - l \sqrt{1 + (1,2)^2 d}; \\ \varphi_3(X_1, X_2) &= f_3(X_1, X_2) - l \sqrt{b_{31}^2 + d b_{32}^2} = 4,5X_1 - X_2 - 1,45 - l \sqrt{(4,5)^2 + d}; \\ \varphi_4(X_1, X_2) &= f_4(X_1, X_2) - l \sqrt{b_{41}^2 + d b_{42}^2} = -6,5X_1 - 2,7X_2 + 6,15 - l \sqrt{(-6,5)^2 + (2,7)^2 d}. \end{aligned}$$

При оптимизации использовался симплексный метод [1], не требующий дифференцирования целевой функции. В результате моделирования и оптимизации были получены значения $X_1 = 0,6021$ и $X_2 = 0,2668$ настраиваемых параметров, которые с заданной погрешностью характеризуют максимально возможный запас работоспособности АЭП $G_l = l = 0,2154$ при условии, что скорости их изменения одинаковы и коэффициент $d = 1$. Для разных скоростей изменения настраиваемых параметров при $d = 4$ были получены значения $X_1 = 0,5815$ и $X_2 = 0,3746$. При этом запас работоспособности АЭП $G_l = l = 0,1608$.

На рис. 1 показаны: исходная область работоспособности, заданная ограничениями $A(X_2) = f_1(X_1, X_2)$, $B(X_2) = f_2(X_1, X_2)$, $C(X_2) = f_3(X_1, X_2)$, $D(X_2) = f_4(X_1, X_2)$, оптимальные точки R_1 — для одинаковых скоростей изменения настраиваемых параметров и R_2 — для разных скоростей изменения настраиваемых параметров.

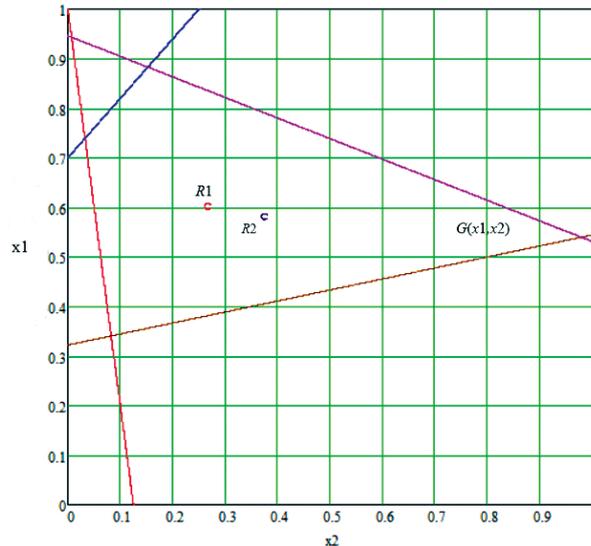


Рис. 1. Область работоспособности и оптимальные точки при разных скоростях изменения настраиваемых параметров

На рис. 2 приведена форма области работоспособности на промежуточном шаге поиска оптимального решения, откуда видно, что одно из ограничений, составляющих исходную область работоспособности, не участвует в процессе поиска. На рис. 3 и 4 показан, соответственно, процесс поиска оптимального решения при одинаковых и разных скоростях изменения настраиваемых параметров. Видно, что в процессе сужения исходной области работоспособности запас работоспособности для каждой точки, расположенной на линиях, определяющих область на промежуточном шаге поиска, одинаков при одинаковых скоростях ($d = 1$) и различен в случае разных скоростей изменения настраиваемых параметров ($d = 4$).

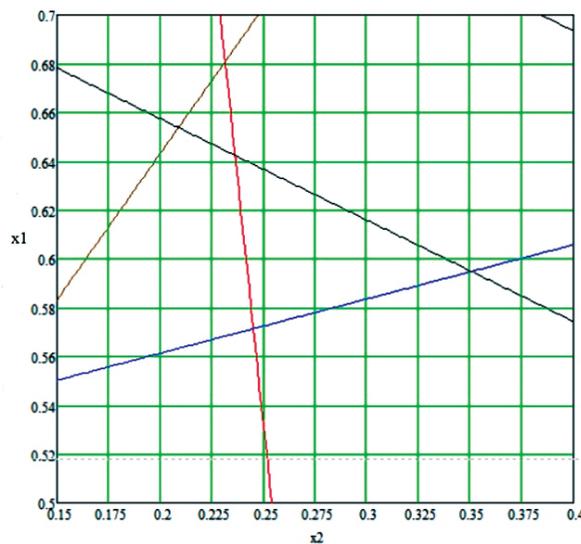


Рис. 2. Форма области работоспособности на промежуточном шаге поиска оптимального решения

Рассмотрим случай, когда область работоспособности задана множеством граничных точек. Учитывая информацию о скоростях изменения значений первичных параметров в виде коэффици-

ентов $1, \dots, \alpha_p, \dots, \alpha_n$, можно заключить, что целевой функцией при параметрическом синтезе ЭТС по критерию запаса работоспособности и задании области \mathbf{G} в виде множества граничных точек может являться функция [1]:

$$F = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \left(1 / \sum_{i=1}^n \alpha_i (R_i - X_{ik})^2 \right) \quad (13)$$

или функция

$$F = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \left(1 / \sum_{i=1}^n (\alpha_i (R_i - X_{ik}))^2 \right), \quad (14)$$

где N — общее число заданных граничных точек области работоспособности; n — число первичных параметров.

Обе функции гарантирует получение субоптимального решения по критерию $\lambda(X_0) = \max_{X \in G} \lambda(X) = \max_{X \in G} \min_{j \in [1, m]} \lambda_j(X)$.

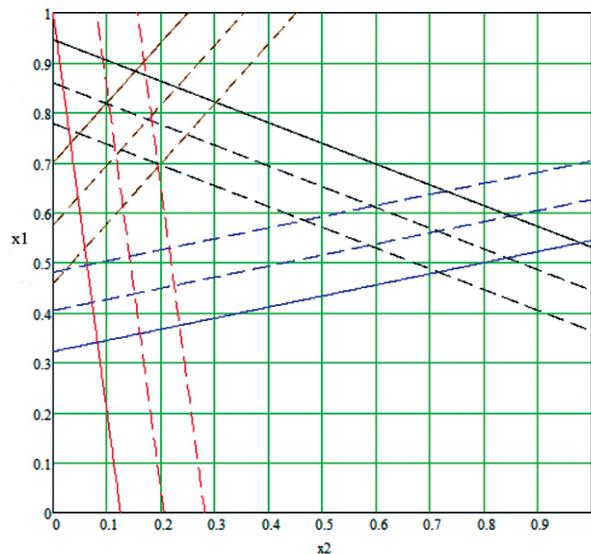


Рис. 3. Процесс поиска оптимума при равных скоростях изменения настраиваемых параметров

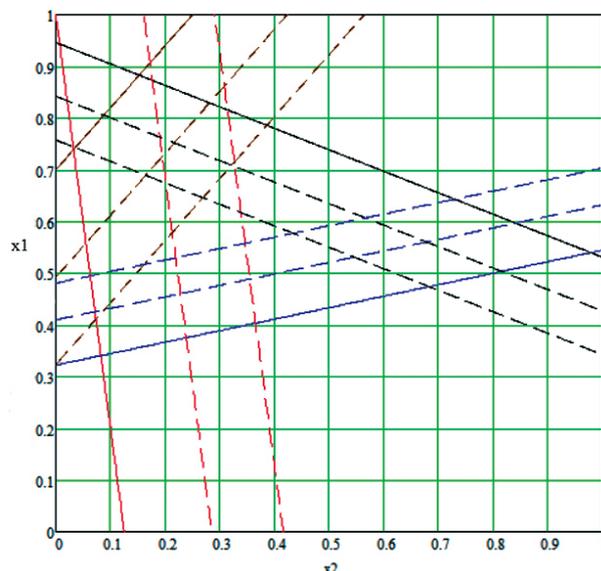


Рис. 4. Процесс поиска оптимума при разных скоростях изменения настраиваемых параметров

Функцию (14) следует использовать для АЭП ответственного назначения, а функцию (13) — для остальных электроприводов. Для нахождения оптимума по критерию F может быть использован любой поисковый метод оптимизации. При этом исключается заикливание алгоритма. Вместе с тем применение целевой функции F теоретически может привести к получению нескольких локальных оптимумов, однако на практике такой случай маловероятен.

Рассмотрим практическое применение целевой функции F для поиска оптимального решения при параметрическом синтезе АЭП ОВТ для произвольной формы области работоспособности. В случае небольшой размерности пространства первичных параметров ($n < 10$), что характерно для электроприводов, при решении задачи можно воспользоваться методом статистических испытаний. Случайная точка, принадлежащая области работоспособности, для которой целевая функция F принимает наименьшее значение, и принимается в качестве оптимального решения.

Пример 2. Имеются два управляемых параметра X_1 и X_2 , пределы изменения которых $-1 \leq X_i \leq 1$, $i = 1, 2$, $\alpha_i = 1$. Область работоспособности задана множеством граничных точек:

$X_{1j} = 0,9; 0,8; -0,8; 0,7; 0,7; 0,6; 0,6; 0,5; 0,5; 0,4; 0,4; -0,3; 0,3; 0,2; 0,2; 0,1; 0,1; 0; 0; 0,1; 0,1; 0,2; 0,2; 0,3; 0,3; 0,4; 0,4; 0,5; 0,5; 0,6; 0,6; 0,7; 0,7; 0,8.$

$X_{2j} = 0,4; 0,33; -0,05; 0,275; 0,2; 0,225; 0,4; 0,19; 0,54; 0,16; 0,66; -0,135; 0,75; 0,12; 0,83; 0,11; 0,9; 0,1; 0,64; 0,1; 0,64; 0,1; 0,45; 0,1; 0,3; 0,4; 0,17; 0,12; 0,75; 0,14; 0,01; 0,16; 0,08; 0,175; 0,15; 0,2.$

$$R = \begin{bmatrix} X_{1j} \\ X_{2j} \end{bmatrix}, j = \overline{1, s}; s = 34.$$

и аналитически описывается в следующем виде:

$$\begin{aligned} G(X_1, X_2) &= 0,5(f_{12}(X_1, X_2) + f_3(X_1, X_2) - |f_{12}(X_1, X_2) - f_3(X_1, X_2)|); \\ f_{12}(X_1, X_2) &= 0,5(f_1(X_1, X_2) + f_2(X_1, X_2) - |f_1(X_1, X_2) - f_2(X_1, X_2)|); \\ f_1(X_1, X_2) &= 0,267X_1 - 0,22X_2 - 0,159X_1X_2 + 0,21; \\ f_2(X_1, X_2) &= -0,431X_1 - 0,325X_2 - 0,437X_1X_2 + 0,21; \\ f_3(X_1, X_2) &= 0,933X_1^2 + 4X_2 + 1,233X_1X_2 + 0,4. \end{aligned}$$

Программа, реализующая метод статистических испытаний, приведена на рис. 5 и не требует специальных пояснений. На рис. 6 приведена область работоспособности G , ограничивающая ее поверхности f_1, f_2, f_3 , и оптимальная точка $R_{\text{опт}}$.

```

ORIGIN := 1    n := 2    s := 34    k := 1000    G(0,0) = 0.21

F(N) :=
  a ← 1010
  s ← 34
  for k ∈ 1..N
    X1 ← 2·md(1) - 1
    X2 ← 2·md(1) - 1
    R0 ← (X1, X2)
    if G(X1, X2) ≥ 0
      for j ∈ 1..s
        L ← (1/s) · ∑j=1s 1 / ∑ (R(j) - R0)2
        H = 3.3862
      if L < a
        R00 ← R0
        a ← L
  R00

H :=
  R0 ← (-0.2552, 0.3122)
  for j ∈ 1..s
    L ← (1/s) · ∑j=1s 1 / ∑ (R(j) - R0)2
  L

F(k) = (-0.2525, 0.3136)

```

Рис. 5. Фрагмент программы поиска оптимального решения

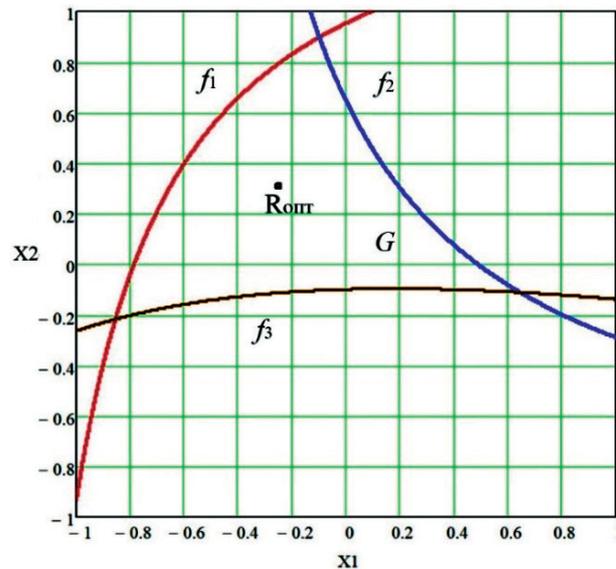


Рис. 6. Область работоспособности и оптимальное решение по критерию F

Значение целевой функции равно 3,3862. Координаты оптимальной точки: $X_1 = -0,2525$, $X_2 = 0,3136$.

Обсуждение (Discussion)

Задача параметрического синтеза АЭП является задачей векторной или многокритериальной оптимизации. Для ее решения необходим поиск компромиссного варианта, учитывающего в той или иной степени важность и значение каждого показателя. Вместе с тем следует учитывать технологические особенности каждого конкретного АЭП и условия его функционирования. При параметрическом синтезе АЭП в качестве целевой функции, как правило, используется один из технико-экономических показателей, а на значения остальных показателей накладываются ограничения. Показатели надежности в большинстве случаев во внимание не принимаются. Предложенный в работе [7] подход, основанный на построении обобщенного показателя качества в виде аддитивной функции, учитывает показатели надежности, но не может быть рекомендован к применению вследствие субъективности самой целевой функции.

В работах авторов [1]–[3], [8]–[10], [12] показано, что для решения задачи параметрического синтеза ЭТС, включая электропривод, целесообразно в качестве целевой функции выбирать запас работоспособности. Установлено, что при ограниченной информации о свойствах первичных параметров АЭП или при полном отсутствии такой информации запас работоспособности в полной мере характеризует вероятность безотказной работы электропривода. Вместе с тем разработанные алгоритмы не учитывают разные скорости изменения первичных параметров АЭП. Кроме того, в качестве целевой функции, согласно предложенной методологии оптимизации, может быть выбран любой технико-экономический показатель. При этом необходимым условием является задание требуемого уровня запаса работоспособности, который в этом случае будет являться ограничением при выборе оптимальных значений первичных параметров АЭП. Рассмотренные в работе методы и алгоритмы в определенной степени позволяют устранить эти ограничения.

Выводы (Conclusions)

В результате выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Параметрический синтез АЭП является задачей векторной или многокритериальной оптимизации. Необходимым условием для ее решения является обязательный учет показателей надежности и, прежде всего, запаса работоспособности АЭП.

2. При решении задачи параметрического синтеза АЭП ОВТ ответственного назначения в качестве целевой функции рекомендуется выбирать запас работоспособности, а также использовать априорную информацию в виде скорости изменения управляемых параметров. Полученное при этом решение является единственным и обеспечивает выполнение всех условий работоспособности. При этом автоматически учитываются показатели назначения АЭП, стоимость его изготовления, а также чувствительность и возможные изменения выходных параметров, связанные с вариациями первичных параметров в процессе изготовления, хранения и эксплуатации электропривода.

3. Информация о запасе работоспособности в процессе эксплуатации АЭП позволяет с высокой достоверностью решать задачи контроля и прогнозирования состояния его элементов.

4. Следует продолжить исследования, связанные с формированием целевой функции, для параметрического синтеза конкретных АЭП ОВТ на основе сформулированных в статье стратегий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Саушев А. В. Параметрический синтез электротехнических устройств и систем: монография / А. В. Саушев. — СПб.: ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2013. — 315 с.

2. Саушев А. В. Показатели качества и критерии оптимальности при структурно-параметрическом синтезе автоматизированных электроприводов / А. В. Саушев, Е. В. Бова // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 2. — С. 380–395. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-380-395.

3. Saushev A. V. Solution of problems of parametric optimization and control of electric drives state based on information about operability area boundary / A. V. Saushev, E. V. Bova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — IOP Publishing, 2018. — Vol. 327. — Is. 5. — Pp. 052029. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052029.

4. Ковчин С. А. Проблема синтеза современных электромеханических систем / С. А. Ковчин, Муафак Ф. М. Бернард // Труды V Международной (XVI Всероссийской) конференции по автоматизированному электроприводу АЭП-2007. — СПб., 2007. — С. 48–51.

5. Сташинов Ю. П. К вопросу о настройке системы управления электропривода постоянного тока на модульный оптимум / Ю. П. Сташинов // Электротехника. — 2016. — № 1. — С. 2–7.

6. Кузнецова О. А. Многокритериальная оптимизация электромеханических систем с асинхронным двигателем / О. А. Кузнецова // Приводная техника. — 2010. — № 6. — С. 20–26.

7. Анисимов А. А. Параметрическая оптимизация электромеханических систем с регуляторами и наблюдателями состояния / А. А. Анисимов, С. В. Тарарькин, В. В. Аполлонский // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. — 2016. — № 2. — С. 21–26. DOI: 10.17588/2072-2672.2016.2.021-026.

8. Саушев А. В. Параметрический синтез систем управления электроприводов технологических машин портов и судоремонтных заводов / А. В. Саушев, Е. В. Бова // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 4 (38). — С. 192–202. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-192-202.

9. Саушев А. В. Показатели параметрической надежности при оптимизации электромеханических систем / А. В. Саушев [и др.] // Труды международного симпозиума «Надежность и качество». — 2019. — Т. 2. — С. 60–62.

10. Саушев А. В. Показатели надежности при параметрическом синтезе автоматизированных электроприводов / А. В. Саушев [и др.] // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 3. — С. 597–607. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-3-597-607.

11. Саушев А. В. Области работоспособности в задачах управления состоянием автоматизированных электроприводов / А. В. Саушев [и др.] // Труды X Международной конференции по автоматизированному электроприводу АЭП 2018: материалы докладов конференции. — Новочеркасск: ООО «Лик», 2018. — С. 99–103.

12. Саушев А. В. К проблеме синтеза целевой функции параметрической оптимизации сложных технических систем / А. В. Саушев // Надежность и качество сложных систем. — 2015. — № 3 (11). — С. 3–9.

13. Диксит А. Теория игр. Искусство стратегического мышления в бизнесе и жизни / Пер. с англ. / А. Диксит, Б. Нейлбафф. — М.: МИФ, 2017. — 445 с.
14. Saushev A. B. Parametric synthesis of technical systems based on the linear approximation of the operational capability range / A. B. Saushev // *Optoelectronics, Instrumentation and Data Processing*. — 2013. — Vol. 49. — Is. 1. — Pp. 51–56. DOI: 10.3103/S875669901301007X.

REFERENCES

1. Saushev, A. V. *Parametricheskii sintez elektrotekhnicheskikh ustroystv i sistem: monografiya*. SPb.: GUM-RF im. adm. S. O. Makarova, 2013.
2. Saushev, Alexander V., and Elena V. Bova. “The quality indicators and optimality criterion at the structural-parametric synthesis of automated electric drives.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.2 (2019): 380–395. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-380-395.
3. Saushev, A. V., and E. V. Bova. “Solution of problems of parametric optimization and control of electric drives state based on information about operability area boundary.” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 327. No. 5. IOP Publishing, 2018. 052029. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052029.
4. Kovchin, S. A., and Muafak F. M. Bernard. “Problema sinteza sovremennykh elektromekhanicheskikh sistem.” *Trudy V mezhdunarodnoi (XVI vsrossiiskoi) konferentsii po avtomatizirovannomu elektroprivodu AEP-2007*. SPb., 2007. 48–51.
5. Stashinov, Y. P. “On the issue of control system adjustment of a direct current drive on the modular optimum. Part 1.” *Russian Electrical Engineering* 87.1 (2016). DOI: 10.3103/S1068371216010107.
6. Kuznetsova, O. A. “Mnogokriterial'naya optimizatsiya elektromekhanicheskikh sistem s asinkhronnym dvigatelem.” *Privodnaya tekhnika* 6 (2010): 20–26.
7. Anisimov, A. A., S. V. Tararykin, and V. V. Apolonsky. “Parametrical optimization of regulators and state observers in electromechanical systems.” *Vestnik IGEU* 2 (2016): 21–26.
8. Saushev, Aleksandr Vasil'evich, and Elena Vladimirovna Bova. “Parametrical synthesis of management systems of electric drives technological machines of ports and repair yards.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 4(38) (2016): 192–202. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-192-202.
9. Saushev, A. V., E. V. Bova, and N. V. Belousova. “Pokazateli parametricheskoi nadezhnosti pri optimizatsii elektromekhanicheskikh sistem.” *Proceedings of the International Symposium Reliability and Quality* 2 (2019): 60–62.
10. Saushev, Alexander V., Elena V. Bova, and Galina L. Demidova. “Reliability indicators at parametrical synthesis of the automated electric drives.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.3 (2018): 597–607. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-3-597-607.
11. Saushev, A. V., N. V. Belousova, E. V. Bova, and V. O. Tyrva. “Oblasti rabotosposobnosti v zadachakh upravleniya sostoyaniem avtomatizirovannykh elektroprivodov.” *Trudy X Mezhdunarodnoi konferentsii po avtomatizirovannomu elektroprivodu AEP 2018: Materialy dokladov konferentsii*. Novocherkassk: ООО «Лик», 2018. 99–103.
12. Saushev, A. V. “K probleme sinteza tselevoi funktsii parametricheskoi optimizatsii slozhnykh tekhnicheskikh sistem.” *Reliability & Quality of Complex Systems* 3(11) (2015): 3–9.
13. Dixit, Avinash K., and Barry J. Nalebuff. *The Art of Strategy: A Game Theorist's Guide to Success in Business and Life*. W. W. Norton & Company, 2010.
14. Saushev, A. B. “Parametric synthesis of technical systems based on the linear approximation of the operational capability range.” *Optoelectronics, instrumentation and data processing* 49.1 (2013): 51–56. DOI: 10.3103/S875669901301007X.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Саушев Александр Васильевич —
 доктор технических наук, доцент
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: saushev@bk.ru, SaushevAV@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Saushev, Alexander V. —
 Dr. of Technical Sciences, associate professor
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
 Russian Federation
 e-mail: saushev@bk.ru, SaushevAV@gumrf.ru

Белоусова Надежда Владиславовна —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»

198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,

ул. Двинская, 5/7

e-mail: ep-gumrf@bk.ru,

kaf_electroprivod@gumrf.ru

Бова Елена Владимировна —

доцент

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»

198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,

ул. Двинская, 5/7

e-mail: ep-gumrf@bk.ru,

kaf_electroprivod@gumrf.ru

Belousova, Nadezhda V. —

PhD, associate professor

Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping

5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,

Russian Federation

e-mail: ep-gumrf@bk.ru,

kaf_electroprivod@gumrf.ru

Bova, Elena V. —

Associate professor

Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping

5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,

Russian Federation

e-mail: ep-gumrf@bk.ru,

kaf_electroprivod@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 14 декабря 2020 г.

Received: December 14, 2020.

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1103-1117

**MODERNIZATION EXPERIENCE AND TRIALS RESULTS
OF THE UNIFIED ELECTRIC POWER SYSTEM
AND ELECTRIC PROPULSION SYSTEM OF THE “КАПИТАН КОСОЛАПОВ”
DIESEL-ELECTRIC ICEBREAKER**

A. V. Grigoryev^{1,3}, A. V. Veinmeister²

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Saint Petersburg Electrotechnical University,
St. Petersburg, Russian Federation

³ — JSC “RPC “Ship electric propulsion”, St. Petersburg, Russian Federation

The experience of deep modernization of the unified electric power system and the electric propulsion system of the “Kapitan Kosolapov” diesel-electric icebreaker is considered in the paper. During the modernization, a technical design is developed, necessary electrical calculations, including using computer models, are performed. Development of the technical design gives an opportunity to determine the list of replaced equipment and its technical characteristics, to justify the scope of modernization. During the modernization, the main diesel-generator, controlled rectifiers of the armature circuit of the electric propulsion motor, reversible controlled rectifiers are replaced. A microprocessor control system for an electrical propulsion plant has been developed. An integrated control system for the technical means of the vessel is introduced. Dock, sea and ice trials of the unified electric power system and electric propulsion system are carried out. When testing the unified electric power system, the quality of electricity in the ship network, the stability of the autonomous and parallel operation of diesel-generators, the distribution of active and reactive loads are checked. When testing the electric propulsion system, the transient processes of acceleration, deceleration and reverse of the propulsion electric motor are oscillographied. The time of transient processes of the electric propulsion plant is measured. Successful tests make it possible to continue the exploitation of the “Kapitan Kosolapov” diesel-electric icebreaker.

Keywords: electric power system, electric propulsion system, electric propulsion plant, main diesel-generator, semiconductor rectifier, semiconductor exciter, power quality, transient process, dock trials, sea trials, ice trials.

For citation:

Grigoryev, Andrey V., and Andrey V. Veinmeister. “Modernization experience and trials results of the unified electric power system and electric propulsion system of the “Kapitan Kosolapov” diesel-electric icebreaker.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1103–1117. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1103-1117.

УДК 629.12:621.31

**ОПЫТ МОДЕРНИЗАЦИИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ
ЕДИНОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
И СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОДВИЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ЛЕДОКОЛА «КАПИТАН КОСОЛАПОВ»**

А. В. Григорьев^{1,3}, А. В. Вейнмейстер²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — СПбГЭТУ «ЛЭТИ», Санкт-Петербург, Российская Федерация

³ — АО «НПЦ «Электродвижение судов», Санкт-Петербург, Российская Федерация

В статье рассмотрен опыт глубокой модернизации единой электроэнергетической системы с системой электродвижения дизель-электрического ледокола «Капитан Косолапов». При проведении

модернизации разработан технический проект, выполнены необходимые электротехнические расчеты, в том числе с применением компьютерных моделей. Разработка технического проекта позволила определить перечень заменяемого оборудования и его технические характеристики, обосновать объем модернизации. В процессе проведения модернизации произведена замена главных дизель-генераторов, управляемых выпрямителей якорной цепи и реверсивных управляемых выпрямителей цепи возбуждения гребного электродвигателя, разработана микропроцессорная система управления гребной электроустановкой, внедрена интегрированная система управления техническим средствами судна, проведены швартовные, ходовые и ледовые испытания единой электроэнергетической системы и системы электродвижения. При испытаниях единой электроэнергетической системы выполнена проверка качества электроэнергии в судовой сети, устойчивости автономной и параллельной работы дизель-генераторов, распределения активной и реактивной нагрузки. При проведении испытаний системы электродвижения осциллографировались переходные процессы разгона, торможения и реверса гребного электродвигателя, а также измерялось время переходных процессов гребной электрической установки. Успешно проведенная модернизация и испытания позволили продолжить эксплуатацию дизель-электрического ледокола «Капитан Косолапов».

Ключевые слова: электроэнергетическая система, система электродвижения, гребная электроустановка, главный дизель-генератор, полупроводниковый выпрямитель, полупроводниковый возбудитель, качество электроэнергии, переходный процесс, швартовные испытания, ходовые испытания, ледовые испытания.

Для цитирования:

Григорьев А. В. Опыт модернизации и результаты испытаний единой электроэнергетической системы и системы электродвижения дизель-электрического ледокола «Капитан Косолапов» / А. В. Григорьев, А. В. Вейнмейстер // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1103–1117. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1103-1117.

Введение (Introduction)

В замерзающих портах России для обеспечения проводки судов в зимний период времени находят применение портовые дизель-электрические ледоколы, большинство которых были построены в советское время (1970–1980 гг.) за рубежом, в том числе в Финляндии. В течение более сорока лет в XX в. многие ледоколы работали в различных портах нашей страны, поэтому дальнейшая их эксплуатация без замены электроэнергетического оборудования и модернизации была невозможна. Так, портовый ледокол «Капитан Косолапов» был построен на судостроительном заводе в городе Хельсинки в Финляндии в 1976 г. На ледоколах данной серии впервые в нашей стране был реализован принцип единой электроэнергетической системой (ЕЭЭС). На судне применяется система электродвижения (СЭД) двойного рода тока с двумя гребными электродвигателями и управляемыми выпрямителями. Головным судном данной серии является ледокол «Капитан Измайлов». Электроэнергетическая установка (ЭЭУ) ледокола имеет знак автоматизации AUT1, позволяющий осуществлять безвахтенное обслуживание механизмов и оборудования в машинном отделении судна во всех режимах эксплуатации.

Ледокол «Капитан Косолапов» (рис. 1) является двухвинтовым однопалубным судном с удлиненным баком. Автономность ледокола по расходу топливу составляет 15 сут. Управление энергетической установки судна осуществляется из ЦПУ, расположенного в совмещенной рулевой штурманской рубке. При необходимости управление ЭЭУ может производиться из аппаратной.

Судовладельцем ледокола является ФГУП «Росморпорт». Порт приписки — город Архангельск. Основным назначением ледокола является:

- оказание услуг по обеспечению безопасности мореплавания в акваториях морских портов и на подходах к ним;
- самостоятельная проводка крупнотоннажных судов;
- буксировка судов и других плавучих сооружений в ледовых условиях и на чистой воде;
- сейсморазведочные работы.



Рис. 1. Ледокол «Капитан Косолапов»

Технические характеристики ледокола «Капитан Косолапов» приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики ледокола «Капитан Косолапов»

Тип ледокола	Портовый
Ледопроездимость	до 1 м
Дедвейт	365 т
Водоизмещение	2048 т
Длина	56,3 м
Ширина	16,02 м
Высота борта	6,0 м
Осадка	4,2 м
Максимальная скорость хода	13,2 уз

ЭЭУ ледокола «Капитан Косолапов» является единой [1]–[3]. В ее состав входит ЕЭЭС, назначением которой является производство электроэнергии, и двухвальная СЭД двойного рода тока, обеспечивающая движение судна [4], [5]. Учитывая большой срок эксплуатации ледокола судовладельцем (ФГУП «Росморпорт»), было принято решение о проведении глубокой модернизации ЕЭЭС с СЭД с заменой части оборудования.

Разработка технического проекта модернизации ЕЭЭС с СЭД ледокола «Капитан Косолапов» проведена организацией АО «НПЦ «Электродвижение судов» с привлечением ведущих специалистов электромеханического факультета ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова и факультета электротехники и автоматика СПбГЭТУ (ЛЭТИ).

Методы и материалы (Methods and Materials)

Модернизация ЕЭЭС с СЭД ледокола «Капитан Косолапов» является первым опытом проведения данной работы в нашей стране. При разработке технического проекта и модернизации использовалось компьютерное моделирование, новые современные технические решения и оборудование, с учетом многолетнего опыта эксплуатации ледоколов данной серии [6], [7].

В процессе модернизации была произведена замена главных дизель-генераторов, управляемых полупроводниковых выпрямителей в якорной цепи и полупроводниковых возбудителей гребных электродвигателей (ГЭД) постоянного тока [8], [9]. На базе современной микропроцессорной техники разработана система автоматического управления гребными электрическими установками (ГЭУ), аварийно-предупредительной сигнализации (АПС) и создана впервые для судов данной серии интегрированная система управления ЕЭЭС и СЭД (ИСУ ТС) [10], [11]. На стадии технического проекта

были рассмотрены несколько схем модернизации ЕЭЭС с СЭД, в том числе с реверсом в якорной цепи и цепи обмотки возбуждения [12], [13]. Сравнительный технико-экономический анализ показал целесообразность сохранения штатной схемы СЭД и выполнения замены реверсивных выпрямителей якорной цепи ГЭД, выпрямителей обмотки возбуждения и главных дизель-генераторов (ГДГ). Реверс ГЭУ осуществляется за счет реверса тока в обмотке возбуждения ГЭД [14], [15].

СЭД ледокола «Капитан Косолапов» представляет собой систему двойного рода тока (переменно-постоянного) с двумя ГЭУ, предназначенными для преобразования электрической энергии в механическую с целью воспроизведения заданного упора одним гребным двигателем. В качестве двигателя применяется винт фиксированного шага (ВФШ) [16], [17]. Структурная схема ЕЭЭС с СЭД ледокола «Капитан Косолапов» приведена на рис. 2.

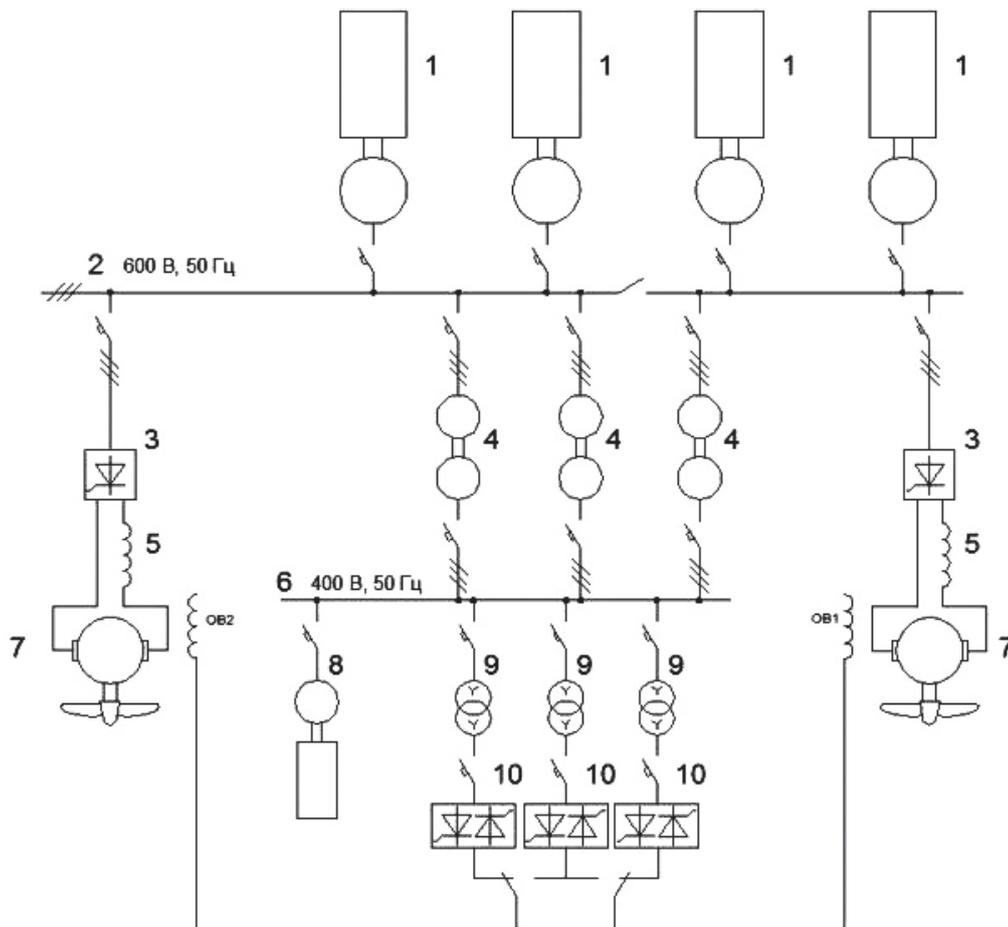


Рис. 2. ЕЭЭС с СЭД ледокола «Капитан Косолапов»:

- 1 — ГДГ; 2 — ЩЭД; 3 — УВ якорной цепи ГЭД; 4 — электромашинный преобразователь;
5 — дроссель; 6 — ГРЩ; 7 — ГЭД; 8 — СДГ; 9 — силовой трансформатор;
10 — реверсивный УВ системы возбуждения ГЭД

ЕЭЭС с СЭД состоит из четырех ГДГ, стояночного дизель-генератора (СДГ), главного распределительного щита (ГРЩ) 600 В, щита электродвижения (ЩЭД), ГРЩ 400 В, двух гребных электродвигателей (ГЭД) постоянного тока, двух управляемых выпрямителей (УВ) якорной цепи ГЭД, трех реверсивных управляемых выпрямителей (РУВ) обмотки возбуждения ГЭД, трех электромашинных преобразователей, трех силовых трансформаторов питания РУВ и др.

ГДГ подключаются к ЩЭД, от которого получают питание УВ якорной цепи ГЭД, три электромашинных преобразователя и другое общесудовое электрооборудование. От ГРЩ 400 В через трансформаторы получают питание три реверсивных УВ и общесудовые приемники электроэнергии [18], [19]. ГДГ предназначены для производства электроэнергии в ходовых режимах эксплуа-

тации судна. В процессе модернизации была проведена замена штатных ГДГ производства фирмы «Вяртсиля» на ГДГ японской фирмы *Yanmar*. В качестве источников электроэнергии использованы трехфазные бесщеточные синхронные генераторы [20], [21]. Фотография главных ГДГ, расположенных в машинном отделении судна, представлена на рис. 3.



Рис. 3. Главные дизель-генераторы в машинном отделении судна

ГЭД постоянного тока с независимым возбуждением получают питание от ЩЭД напряжением 650 В через управляемый выпрямитель (УВ). Мощность ГЭД — 1550 кВт, частота вращения — 240/330 об/мин. ГЭД расположен в моторном отделении (рис. 4). В контуре постоянного тока ГЭД установлены дроссели, сглаживающие пульсации выпрямленного тока.



Рис. 4. Главный электродвигатель в моторном отделении судна

Якорная обмотка ГЭД постоянного тока получает питание от УВ (рис. 5), обмотка возбуждения — от реверсивных УВ, с помощью которых выполняется регулирование напряжения, подводимого к якорной обмотке ГЭД. УВ выполнен на базе двух одинаковых модулей фирмы *Siemens*. Силовые секции двух модулей соединены параллельно. УВ расположены в помещении аппаратной по бортам. Охлаждение УВ воздухом осуществляется с помощью штатных судовых вентиляторов. В автоматическом режиме вентиляторы запускаются при наборе схемы ГЭУ. С помощью реверсивных УВ, расположенных в цепи обмотки возбуждения, меняются величина и направление тока в обмотке возбуждения, за счет чего выполняются изменение электромагнитного момента и реверсирование частоты вращения ГЭД.



Рис. 5. Управляемый выпрямитель якорной цепи ГЭД

ЩЭД предназначен для приема электроэнергии от ГДГ, подачи питания через УВ на якорные обмотки ГЭД и питания электромашинных преобразователей электроэнергии. Напряжение на ЩЭД — 600 В, частота электрического тока — 50 Гц. ЩЭД разделен секционным разъединителем, который находится в замкнутом положении и размыкается только при обесточенном состоянии для проведения ремонтных работ. ГРЩ 400 В предназначен для приема электроэнергии от ЩЭД посредством электромашинных преобразователей. К ГРЩ во время стоянки ледокола подключается СДГ.

В ходовых режимах эксплуатации судна ГРЩ через электромашинные преобразователи получает питание от ЩЭД, во время стоянки — от СДГ. Напряжение на ГРЩ — 400В, частота электрического тока — 50 Гц. От ГРЩ получают питание через разделительные трансформаторы реверсивные УВ ГЭД. ЩЭД, ГРЩ (рис. 6), УВ якорной цепи и реверсивный УВ обмотки возбуждения ГЭД расположены в помещении аппаратной (ГЭД находятся в моторном отделении).

Регулирование частоты вращения и момента ГЭД осуществляется с помощью УВ якорной цепи и реверсивного УВ обмотки возбуждения. С помощью УВ меняется напряжение, подводимое к якорной обмотке ГЭД, и регулируется ток якоря.



Рис. 6. ЩЭД (слева) и ГРЩ (права) в помещении аппаратной

С помощью реверсивного УВ изменяются величина и направление тока в обмотке возбуждения, за счет чего производится реверсирование электромагнитного момента и направления вращения ГЭД. Реверсивный УВ расположен в помещении аппаратной рядом с ЩЭД. Структурная схема двухканальной системы подчиненного регулирования ГЭУ приведена на рис. 7.

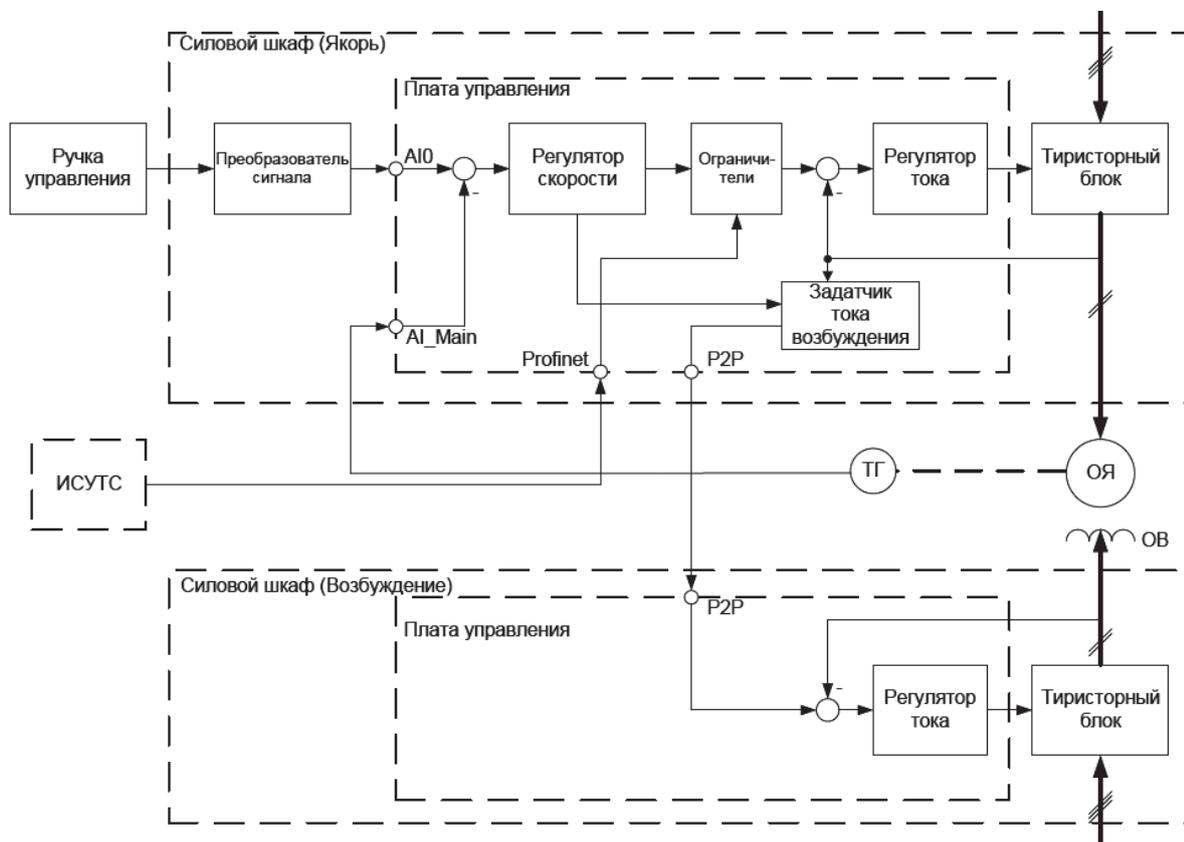


Рис. 7. Структурная схема системы регулирования ГЭУ

Первым является канал управления неререверсивным УВ якорной цепи ГЭД, вторым — канал управления реверсивный УВ обмотки возбуждения ГЭД. Канал управления неререверсивным УВ якорной цепи ГЭД изменяет угол открытия тиристоров мостового выпрямителя и является двухконтурным. Внешним контуром является контур регулирования частоты вращения или мощности ГЭУ. Внутренним подчиненным контуром данного канала является контур регулирования тока якоря ГЭД. Канал регулирования тока возбуждения ГЭД — одноконтурный. Он управляет углом открытия тиристоров реверсивного УВ. Задание на величину и направление тока возбуждения формируется блоком задания тока возбуждения. Регулирование частоты вращения ГЭД осуществляется с помощью УВ якорной цепи ГЭД при изменении магнитного поля (тока возбуждения) в функции тока якоря. Изменение направления вращения и реверс ГЭД осуществляется за счет реверсирования тока возбуждения.

В штатной схеме ГЭУ торможение ГЭД производилось с рекуперацией электроэнергии на ЩЭД. При этом главные генераторы переходили в двигательный режим и подкручивали приводные дизели. В процессе модернизации был реализован режим торможения противовключением ГЭД.

Результаты и обсуждение (Results and Discussion)

В процессе проведения модернизации ледокола «Капитан Косолапов» были проведены швартовные, ходовые и ледовые испытания ЕЭЭС с СЭД. При проведении испытаний проверялась устойчивость работы ЕЭЭС с СЭД, качество электроэнергии в судовой сети, качество переходных процессов.

Согласно схемотехническому решению ЕЭЭС с ГЭУ, управляемые выпрямители якорной цепи ГЭД подключаются к ЩЭД 600 В без согласующих трансформаторов, что снижает качество электроэнергии на шинах. В связи с этим для питания ГРЩ 400 В и общесудовых электроприемников применяются вращающиеся электромашинные преобразователи.

Реверсивные выпрямители питания обмотки возбуждения ГЭД подключены к ГРЩ 400 В посредством трансформаторов, что осуществляет их гальваническую развязку от общесудовой сети. В связи с малой мощностью выпрямителей питания цепей возбуждения ГЭД их влияние на качество электроэнергии в общесудовой сети 400 В незначительно.

Электрические измерения выполнялись с применением переносных измерительных приборов:

- анализатора качества электропитания трехфазной сети FLUKE 434 II;
- анализатора качества электропитания трехфазной сети FLUKE 435;
- ноутбука Lenovo X230 IS/NR9-XZYAZ;
- мультиметра FLUKE 175 S/N 258304064;

Дополнительно измерения проводились с помощью стрелочных электроизмерительных приборов, установленных на ГРЩ 600 В и 400 В на панели электромеханика в рулевой рубке, а также с помощью средства отображения информации ИСУ ТС ледокола. Видеокадр ИСУ ТС с закладкой ЕЭЭС с СЭД показан на рис. 8. При проведении испытаний и измерений фиксировались следующие электротехнические величины на шинах ГРЩ 600 В и шинах ГРЩ 400 В:

- напряжение и сила тока ГЭД и ГГ;
- активная и реактивная мощности ГГ;
- коэффициент мощности ГГ;
- коэффициент гармонических искажений напряжения (THD_U , %).

Измерения параметров ЕЭЭС с СЭД были проведены в следующих режимах эксплуатации:

1. Автономная работа одного ГДГ (в работе одна ГЭУ),
2. Автономная работа одного ГДГ (в работе две ГЭУ).
3. Параллельная работа двух ГДГ (в работе две ГЭУ).
4. Параллельная работа трех ГДГ (в работе две ГЭУ).
5. Параллельная работа четырех ГДГ (в работе две ГЭУ).

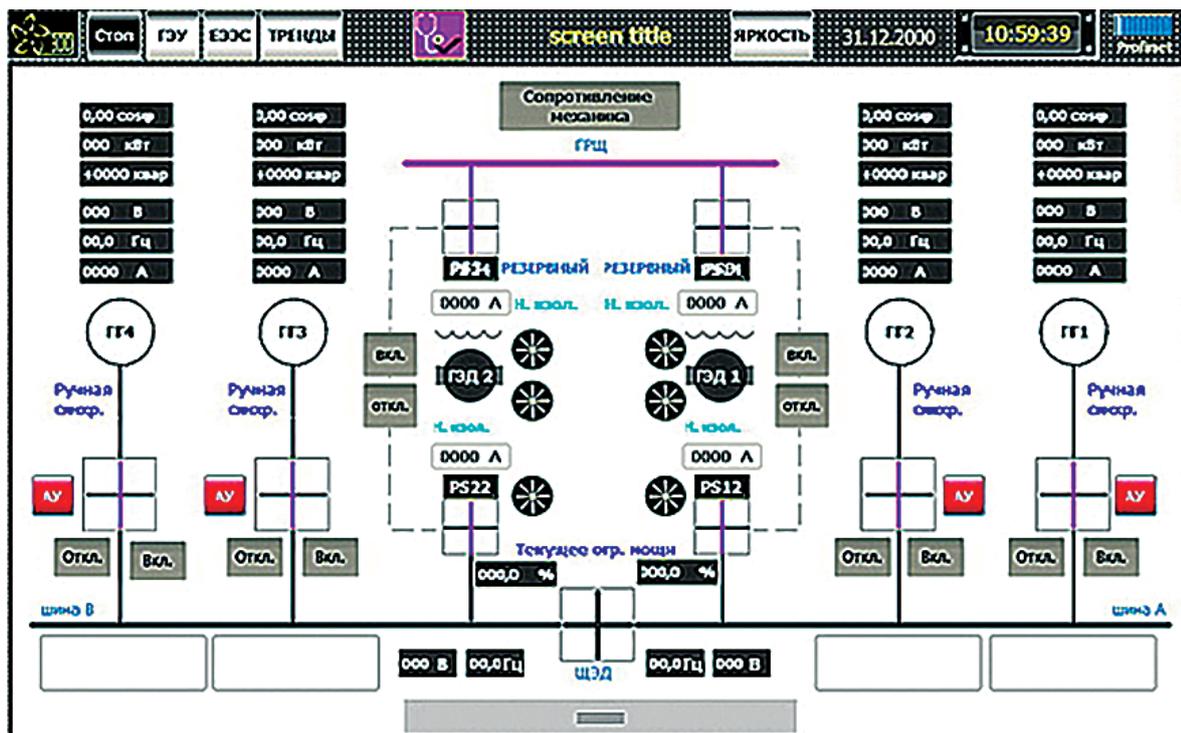


Рис. 8. Видеокادر ИСУ ТС с закладкой ЕЭЭС с ГЭУ

Во всех режимах эксплуатации на шинах ГРЩ 400 В коэффициент несинусоидальности формы кривой напряжения не превышал значений 2–3 %. Замеры в сети 600 В были проведены при автономной работе каждого ГДГ на одну и две ГЭУ. Качания реактивной и активной мощности при нагрузке, соответствующей заданному режиму эксплуатации, не наблюдались. Мгновенное значение тока и напряжения на шинах ГРЩ 600 В при работе одного ГДГ на две ГЭУ приведены на рис. 9. Максимальное значение, равное 17,5 %, коэффициент несинусоидальности формы кривой напряжения K_u достигал при работе двух ГДГ на две ГЭУ. В данном режиме при проведении испытаний мощность ГДГ достигала величины около 80 % от номинальной, величина тока одного ГДГ доходила до 1600 А, ГЭУ были нагружены на мощность 692 кВт и 675 кВт, что соответствовало суммарной нагрузке ГЭУ 44 %.

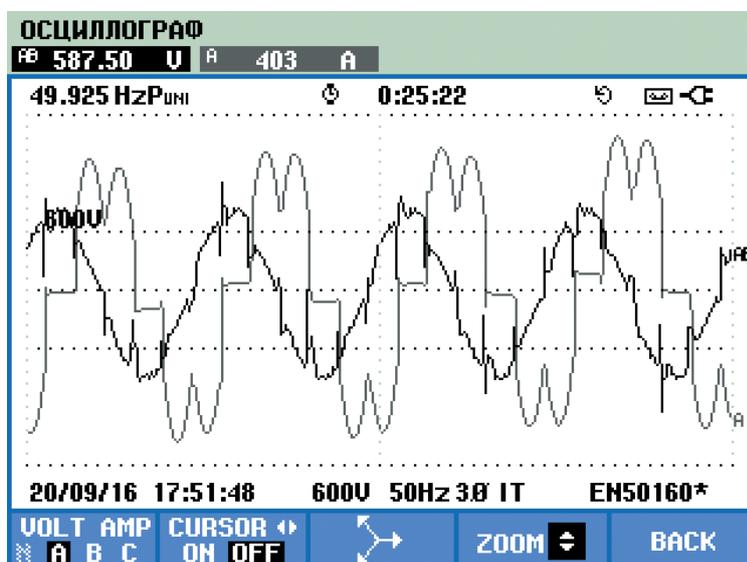


Рис. 9. Мгновенное значение тока и напряжения на шинах ГРЩ 600 В при автономной работе одного ГДГ на две ГЭУ

Колебания реактивной мощности при проведении испытаний не наблюдались. Во всем диапазоне изменений нагрузки напряжение поддерживалось постоянным в допустимых Российским морским регистром судоходства пределах. Разница распределения реактивной и активной нагрузки между параллельно работающими ГДГ не превышала допустимой РС величины.

При параллельной работе трех ГДГ на две ГЭУ мощность одного генератора достигала величины около 60 %, величина тока доходила до 1150 А и более, ГЭУ были нагружены на мощность 745 кВт и 875 кВт соответственно, что превышает 52 % суммарной нагрузки ГЭУ. Дальнейшее увеличение мощности ГЭУ было невозможно в условиях проведения швартовых испытаний в связи с достижением ГЭД частоты вращения более 230 об/мин. Переходные процессы при работе двух ГДГ на две ГЭУ представлены на рис. 10.

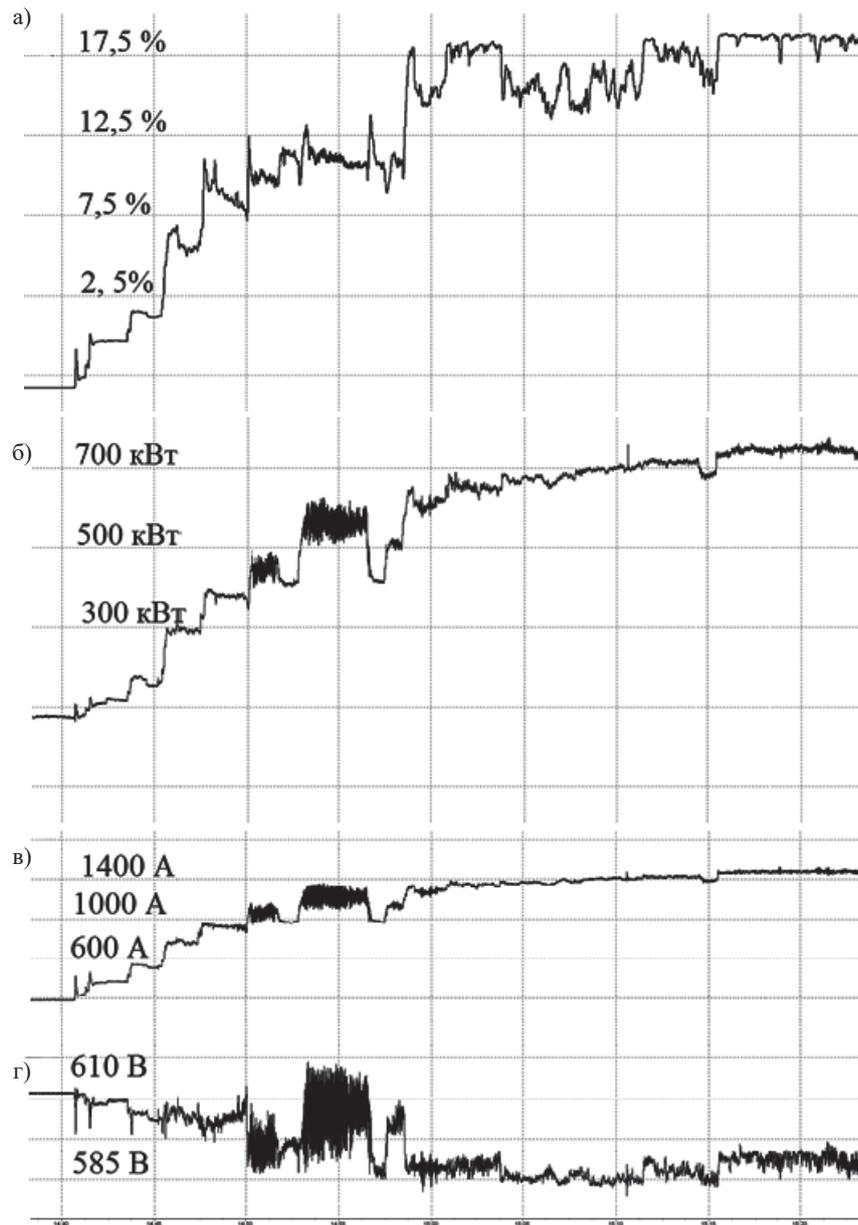


Рис. 10. Переходные процессы при параллельной работе двух ГДГ на две ГЭУ:
а — коэффициент несинусоидальности формы кривой напряжения;
б — мощность одного ГДГ; в — ток одного ГДГ; г — напряжение на ЩЭД 600 В

При проведении испытаний и увеличении нагрузки на каждом ГДГ до 650 кВт возрастал коэффициент несинусоидальности формы кривой напряжения до 17–18 %, при этом не возникало

колебаний реактивной мощности между генераторами. Следует отметить, что максимальная расчетная величина коэффициента искажений, полученная в результате компьютерного моделирования, ЕЭЭС с СЭД составила 22 %.

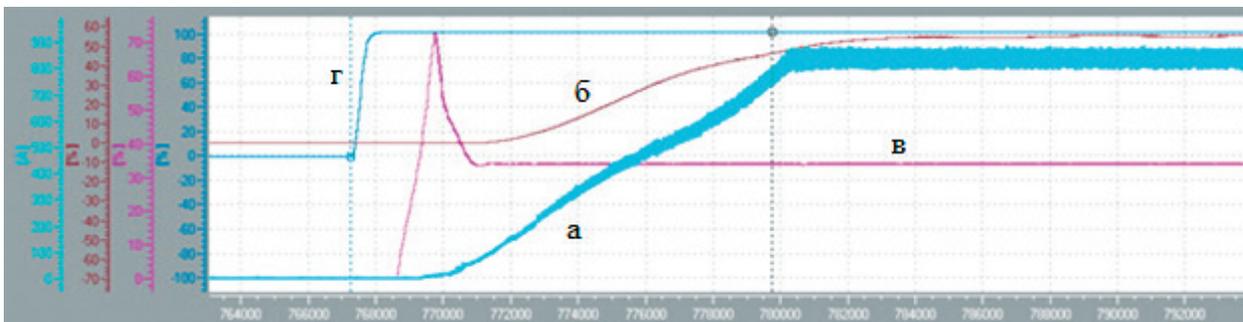
На основе результатов проведения швартовых испытаний ЕЭЭС с СЭД сделаны следующие выводы:

- качество электроэнергии на шинах ГРЩ 400 В, от которых получают питание общесудовые приемники электроэнергии, соответствует требованиям Правил РМРС. Коэффициент несинусоидальности формы кривой напряжения не превышает 3 %;

- на шинах ГРЩ 600 В, предназначенного для питания управляемых выпрямителей, коэффициент несинусоидальности кривой напряжения в заданных режимах эксплуатации ЕЭЭС с СЭД лежит в пределах 3–18 %.

При проведении ходовых испытаний ЕЭЭС с СЭД проверялась точность регулирования мощности и частоты вращения ГЭД и качество переходных процессов. Переходные процессы пуска и реверса ГЭУ приведены на рис. 11.

а)



б)

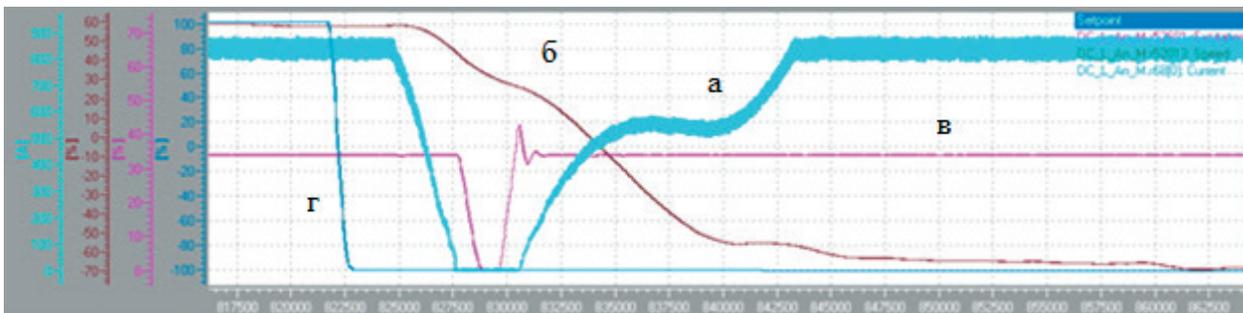


Рис. 10. Переходные процессы разгона (а) и реверса (б) ГЭУ:
 а — частота вращения ГЭД; б — мощность ГЭД; в — ток якоря ГЭД;
 г — ток возбуждения ГЭД

При проведении ходовых испытаний измерялось время разгона, торможения и реверса одного и двух ГЭД при работе от одного, двух, трех и четырех ГДГ. Время запуска одного ГЭД при работе от четырех ГДГ составило около 8 с. В течение пуска принимался разгон ГЭД от нулевой частоты вращения до частоты вращения 0,9 от максимальной частоты вращения ГЭД на швартовых при нулевой скорости ледокола, равной 240 об/мин.

При одновременном пуске двух ГЭД от четырех ГДГ наблюдался провал по частоты тока электрической сети до 45 Гц, в результате чего срабатывало ограничение по набору мощности ГЭУ. Во избежание снижения частоты тока и срабатывания защиты время запуска ГЭД было увеличено до 11–12 с. Время переходных процессов ГЭД при работе от трех ГДГ представлено в табл. 2.

Время переходных процессов ГЭУ при работе от трех ГДГ

Положение рукоятки управления	Частота вращения ГЭД, об/мин	Время, с
Стоп (0) — самый полный вперед (25)	Время разгона ГЭД № 1 до 260–280 об/мин	15 с
Стоп (0) — самый полный назад (25)	Время разгона ГЭД № 1 до 260 об/мин	16 с
Самый полный вперед (25) – самый полный назад (25)	Время реверса ГЭД № 1 280 об/мин — 0 ... 260 об/мин	19 с
Самый полный назад (25) – самый полный вперед (25)	Время реверса ГЭД № 1 260 об/мин — 0 ... 260 об/мин	18 с

После проведения ходовых испытаний в 2017 г. прошли ледовые испытания ЕЭЭС с СЭД. Целью проведения ледовых испытаний являлась проверка установившихся и переходных режимов эксплуатации ЕЭЭС с СЭД. По результатам проведения ходовых и ледовых испытаний ЕЭЭС с СЭД в установившихся и переходных режимах эксплуатации было установлено следующее:

1. Качаний мощности и тока в сети ГЭУ – ГДГ не наблюдается, регулирование мощности и частоты вращения ГЭУ происходит плавно.

2. Максимальная потребляемая мощность одного ГЭД при работе на четырех ГДГ составляет 1550 кВт, максимальная частота вращения ГЭД при ходе в свободной воде при работе на четырех ГДГ составляет 345–355 об/мин, максимальная скорость ледокола при работе двух ГЭД и ходе в свободной воде — 12,8–13,5 уз.

3. Частота вращения ГЭД при ходе в сплошном льду р. Северная Двина толщиной около 40 см лежит в пределах 280–300 об/мин, провалов по частоте вращения не наблюдается, скорость ледокола при ходе в сплошном льду толщиной около 40 см составляет 6,8–7,5 уз, при работе ледокол на упор с нулевой скоростью частота вращения ГЭД находится в пределах 260–280 об/мин;

4. При токе ГЭД менее 1000 А регулирование происходит с поддержанием постоянства частоты вращения, при токе более 2200 А в режиме поддержания мощности ток возбуждения регулируется в функции изменения частоты вращения и тока ГЭД в диапазоне 17–40 А, обеспечивая форсировку тока возбуждения при пуске и работе в ледовых условиях при снижении частоты вращения ГЭД.

При проведении испытаний ГЭУ в переходных режимах эксплуатации выполнена проверка следующих процессов:

- одиночного разгона, останова и реверса каждого ГЭД в швартовном режиме (при отсутствии хода ледокола) и при движении ледокола с различной скоростью, вплоть до максимально возможной;

- одновременного разгона, останова и реверса двух ГЭД в швартовном режиме (при отсутствии хода ледокола и при движении ледокола с различной скоростью, вплоть до максимально возможной);

- одновременного реверса двух ГЭД при работе на четырех ГДГ, который производился при скорости движения судна 12–13 уз, а также при нулевой скорости судна.

В результате проведенных ходовых и ледовых испытаний сделаны следующие выводы:

- ЕЭЭС с СЭД обеспечивает эксплуатационные режимы работы ледокола при работе с номинальной мощностью на одном ГЭД до 1550 кВт и частоте вращения гребного винта до 350 об/мин в свободной воде и частоте вращения 260–280 об/мин при работе ледокола по швартовной характеристике на упор;

- одновременный и попарный разгон, торможение и реверс ГЭД происходит плавно, разноса и перерегулирования частоты вращения ГЭД не происходит, колебательный режим не наблюдается, защита и блокировка ГЭУ и ГДГ не срабатывает, главная цепь тока не разбирается.

Выводы (Summary)

На основе проведенных испытаний сделаны следующие выводы:

1. Впервые в Российской Федерации успешно завершена глубокая модернизация ЕЭЭС с СЭД дизель-электрического ледокола. В процессе модернизации произведена замена главных дизель-генераторов, управляемых выпрямителей якорной цепи и обмотки возбуждения ГЭД, разработаны микропроцессорная система управления ГЭУ и интегрированная система управления ИСУ судовыми техническими средствами.

2. Успешно проведены швартовные, ходовые и ледовые испытания ЕЭЭС с СЭД. Результаты проведенных испытаний подтвердили соответствие полученных характеристик требованиям Российского морского регистра судоходства и заказчика.

3. Получен значительный научно-технический опыт проведения модернизации с заменой оборудования системы электродвижения. В процессе проведения модернизации ЕЭЭС с СЭД использованы методы компьютерного и натурального эксперимента. Полученные результаты вычислительных и натуральных экспериментальных исследований показали их хорошую сходимость.

4. Положительный опыт модернизации ЕЭЭС с СЭД дизель-электрического ледокола «Капитан Косолапов» может быть использован для увеличения сроков эксплуатации других судов ледового класса. Существенно снизить напряженность судоходства в замерзающих портах, связанную с нехваткой ледокольного флота в отдельных регионах страны, можно не только путем строительства новых, но и проведением модернизации и ремонта находящихся в эксплуатации ледоколов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дарьенков А. Б. Гребные электрические установки: учеб. пособие / А. Б. Дарьенков [и др.]. — Н. Новгород: Нижегородский госуниверситет им. Р. Е. Алексеева, 2014. — 219 с.

2. Вершинин В. И. Создание систем электродвижения для судов различного назначения / В. И. Вершинин [и др.] // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2019. — № 1 (387). — С. 107–122. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-107-122.

3. Гельвер Ф. А. Гребная электроэнергетическая установка с общими шинами постоянного тока / Ф. А. Гельвер // Судостроение. — 2018. — № 2 (839). — С. 22–27.

4. Романовский В. В. Перспективы развития систем электродвижения / В. В. Романовский, Б. В. Никифоров, А. М. Макаров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10 — № 3. — С. 586–596. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-3-586-596.

5. Хватов О. С. Судовая пропульсивная гибридная установка / О. С. Хватов, И. А. Тарпанов // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. — 2013. — № 35. — С. 337–340.

6. Росин Е. И. Автоматизированные гребные электрические установки. Движение судна и его главная установка: текст лекции ЛЭТИ / Е. И. Росин. — Л., 1986. — 48 с.

7. Быков А. С. Гребные электрические установки атомных ледоколов / А. С. Быков, В. В. Башаев. — СПб.: Элмор 2004. — 319 с.

8. Романовский В. В. Анализ схемных решений гребных электрических установок с распределенной шиной постоянного тока / В. В. Романовский, В. А. Малышев, А. С. Бежик // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 169–181. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-169-181.

9. Doerry N. History and the status of electric ship propulsion, integrated power systems, and future trends in the US Navy / N. Doerry, J. Amy, C. Krolick // Proceedings of the IEEE. — 2015. — Vol. 103. — Is. 12. — Pp. 2243–2251. DOI: 10.1109/JPROC.2015.2494159.

10. Chan C. C. Electric, hybrid, and fuel-cell vehicles: Architectures and modeling / C. C. Chan, A. Bouscayrol, K. Chen // IEEE transactions on vehicular technology. — 2009. — Vol. 59. — Is. 2. — Pp. 589–598. DOI: 10.1109/TVT.2009.2033605.

11. Chen J. S. Energy efficiency comparison between hydraulic hybrid and hybrid electric vehicles / J. S. Chen // Energies. — 2015. — Vol. 8. — Is. 6. — Pp. 4697–4723. DOI: 10.3390/en8064697.

12. *Малышев В. А.* Расчет и выбор тормозных резисторов гребной электрической установки танкера ледового класса / В. А. Малышев, В. С. Иванов, В. С. Соловей // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 5 (39). — С. 172–184. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-5-172-184.

13. *Григорьев А. В.* Анализ возможности и целесообразности применения систем электродвижения на судах вспомогательного флота / А. В. Григорьев, Р. Р. Зайнуллин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 5 (27). — С. 40–46.

14. *Григорьев А. В.* Перспективы применения статических источников электроэнергии на судах с системами электродвижения / А. В. Григорьев, Р. Р. Зайнуллин, С. М. Малышев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 1. — С. 202–213. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-202-213.

15. *Григорьев А. В.* Целесообразность применения СЭД на судах вспомогательного флота / А. В. Григорьев, В. И. Штрамбранд, Р. Р. Зайнуллин // Морской флот. — 2014. — № 4. — С. 38–40.

16. *Григорьев А. В.* Судовая система электродвижения нового поколения / А. В. Григорьев // Морской флот. — 2012. — № 2. — С. 38–40.

17. *Григорьев А. В.* Анализ тормозных режимов гребных электрических установках / А. В. Григорьев, А. С. Быков // Эксплуатация морского транспорта. — 2010. — № 3 (61). — С. 62–66.

18. *Григорьев А. В.* Опыт проектирования и результаты испытаний единой электроэнергетической установки судна «Вайгач» / А. В. Григорьев // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. — 2008. — № 4. — С. 28–31.

19. *Григорьев А. В.* Схемные решения перспективных низковольтных судовых систем электродвижения / А. В. Григорьев, В. В. Романовский, Р. Р. Зайнуллин // Эксплуатация морского транспорта. — 2010. — № 4 (62). — С. 76–78.

20. *Григорьев А. В.* Перспективная судовая единая электроэнергетическая установка / А. В. Григорьев, Е. А. Глеклер // Эксплуатация морского транспорта выпуск. — 2008. — № 3 (53). — С. 68–70.

21. *Григорьев А. В.* Опыт эксплуатации электроэнергетической установки гидрографического судна «Вайгач» / А. В. Григорьев [и др.] // Судостроение. — 2010. — № 6 (793). — С. 29–30.

REFERENCES

1. Dar'enkov, A. B., G. M. Miryasov, V. G. Titov, M. N. Okhotnikov, and D. V. Umyarov. *Grebnye elektricheskie ustanovki. Uchebnoe posobie*. Nizhnii Novgorod: Nizhegorodskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet im. R. E. Alekseeva, 2014.

2. Vershinin, Viktor I., Sergey V. Makhonin, Vladimir A. Parshikov, and Valentin A. Khomyak. “Development of electric propulsion systems for ships of various types.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 1(387) (2019): 107–122. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-107-122.

3. Gelver, F. A. “Shipboard electric propulsion plants with common DC buses.” *Sudostroenie* 2(839) (2018): 22–27.

4. Romanovsky, Viktor V., Boris V. Nikiforov and Arsenii M. Makarov. “Prospects for the development of electromotive systems.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.3 (2018): 586–596. DOI 10.21821/2309-5180-2018-10-3-586-596.

5. Khvatov, O. S., and I. A. Tarpanov. “Ship propulsion hybrid installation.” *Bulletin of VSAWT* 35 (2013): 337–340.

6. Rosin, E. I. *Avtomatizirovannye grebnye elektricheskie ustanovki. Dvizhenie sudna i ego glavnaya ustanovka*. L., 1986.

7. Bykov, A. S., and V. V. Bashaev. *Grebnye elektricheskie ustanovki atomnyh ledokolov*. SPb.: «Elmor», 2004.

8. Romanovskiy, Victor V., Vladimir A. Malishev, and Artem S. Bezhik. “Special structure of the electrical propulsion plant with DC-grid system.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.1 (2019): 169–181. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-169-181.

9. Doerry, Norbert, John Amy, and Cy Krolick. “History and the status of electric ship propulsion, integrated power systems, and future trends in the US Navy.” *Proceedings of the IEEE* 103.12 (2015): 2243–2251. DOI: 10.1109/JPROC.2015.2494159.

10. Chan, Ching Chuen, Alain Bouscayrol, and Keyu Chen. “Electric, hybrid, and fuel-cell vehicles: Architectures and modeling.” *IEEE transactions on vehicular technology* 59.2 (2009): 589–598. DOI: 10.1109/TVT.2009.2033605.

11. Chen, Jia-Shiun. "Energy efficiency comparison between hydraulic hybrid and hybrid electric vehicles." *Energies* 8.6 (2015): 4697–4723. DOI: 10.3390/en8064697.
12. Malyshev, Vladimir Alekseevich, Vladimir Sergeevich Ivanov, and Valery Sergeevich Solovey. "Calculation and selection of brake resistors, electric propeller the installation of the tanker." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 5(39) (2016): 172–184. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-5-172-1844.
13. Grigor'ev, A. V., and R. R. Zajnullin. "Analysis of possibility and expediency of using of electrical propulsion plants on ships for auxiliary fleet." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 5(27) (2014): 40–46.
14. Grigoryev, Andrey V., Ruslan R. Zaynullin, and Sergei M. Malyshev. "Perspectives of using the static electric power sources on ships with electric propulsion plants." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.1 (2020): 202–213. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-202-213.
15. Grigor'ev, A. V., V. I. Shtrambrand, and R. R. Zainullin. "Tselesoobraznost' primeneniya SED na sudakh vspomogatel'nogo flota." *Morskoi flot* 4 (2014): 38–40.
16. Grigor'ev, A. V. "Sudovaya sistema elektrodvizheniya novogo pokoleniya." *Morskoi flot* 2 (2012): 38–40.
17. Grigoryev, A. V., and A. S. Bikov. "Analysis of braking modes of electric propulsion plants." *Ekspluatatsiya morskogo transporta* 3(61) (2010): 62–66.
18. Grigor'ev, A. V. "Opyt proektirovaniya i rezul'taty ispytaniy edinoi elektroenergeticheskoi ustanovki sudna «Vaigach»." *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Elektromekhanika* 4 (2008): 28–31.
19. Grigorev, A. V., V. V. Romanov'skiy, and R. R. Zaynullin. "Circuit solutions of long range low-voltage ship electrical propulsion plants." *Ekspluatatsiya morskogo transporta* 4(62) (2010): 76–78.
20. Grigoriev, A. V., and E. A. Gleckler. "Next-generation integrated electrical power system." *Ekspluatatsiya morskogo transporta* 3(53) (2008): 68–70.
21. Grigoryev, A. V., E. A. Glekler, A. I. Livshyts, and D. I. Ulitovsky. "Surveying ship "Vaygach" power-plant operational experience." *Shipbuilding* 6(793) (2010): 29–30.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Григорьев Андрей Владимирович —
 кандидат технических наук, доцент,
 генеральный директор
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 АО «НПЦ «Электродвижение судов»
 197341, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 Фермское шоссе, 12, лит. Е, оф. 178
 e-mail: a.grigorev@eds-marine.ru,
kaf_saees@gumrf.ru
Вейнмейстер Андрей Викторович —
 кандидат технических наук, доцент
 СПбГЭТУ «ЛЭТИ»
 197376, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Профессора Попова, 5
 e-mail: avveinmeister@etu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Grigoryev, Andrey V. —
 PhD,
 associate professor, CEO
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
 Russian Federation
 JSC "RPC "Ship electric propulsion"
 12 Fermское shosse Str., let. E, office
 178, St. Petersburg, 197341, Russian Federation
 e-mail: a.grigorev@eds-marine.ru,
kaf_saees@gumrf.ru
Veinmeister, Andrey V. —
 PhD, associate professor
 Saint Petersburg Electrotechnical University
 5 Professora Popova Str., St. Petersburg, 197376,
 Russian Federation
 e-mail: avveinmeister@etu.ru

Статья поступила в редакцию 14 декабря 2020 г.
 Received: December 14, 2020.

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1118-1127

SIMULATION OF THE STABILIZER BOOST CIRCUIT FROM A CAPACITIVE STORAGE

S. Y. Trudnev, A. A. Marchenko

Kamchatka State Technical University, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

The problem of the quality of ship electrical energy is raised in the paper. The main reasons for the low quality of electric energy compared to the quality of power supply for onshore power systems are described. Along with the main problem of quality, the issue of possible integration of alternative sources of electric energy in the future is considered. To maintain the necessary parameters of the quality of electricity generated by the alternative energy sources, such as capacitive (ionistors, supercapacitors), it is proposed to apply integrated stabilizer schemes. A schematic diagram of a booster stabilizer based on flint keys is proposed and considered. The principle of output voltage stabilization using semiconductor switches (a bipolar transistor, a field-effect transistor, and a bipolar transistor with an isolated gate) is described. A schematic diagram of the operation of a booster voltage stabilizer from a capacitive source of electrical energy is proposed on the example of an ionistor. Based on the basic laws of electrical engineering, a mathematical model of an electric power source and a voltage stabilizer based on which the variables on which the level of voltage stabilization depends are determined has been developed. Based on the mathematical model of the stabilizer and the capacitive source, a simulation model is developed and studied in the MATLAB computer simulation environment. A positive effect is revealed in the application of the basic electrical circuit of an integrated voltage stabilizer from a capacitive source. To verify the conducted model studies based on the proposed circuit diagram, mock-up tests are performed. The results of computer simulation are compared with the results of the output parameters of mock-up tests, and the feasibility of using the proposed circuit solutions is proved. Based on the research conducted on a computer and a real model, a number of main conclusions are made.

Keywords: booster stabilizer, capacitive source, semiconductor key, simulation, key, inductance, circuit, system, electrical equipment.

For citation:

Trudnev, Sergei Yu., and Aleksei A. Marchenko. "Simulation of the stabilizer boost circuit from a capacitive storage." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.6 (2020): 1118–1127. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1118-1127.

УДК 621.311:629.12

МОДЕЛИРОВАНИЕ БУСТЕРНОЙ СХЕМЫ СТАБИЛИЗАТОРА ОТ ЕМКОСТНОГО НАКОПИТЕЛЯ

С. Ю. Труднев, А. А. Марченко

ФГБОУ ВО «КамчатГТУ», Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

В статье рассмотрена проблема качества судовой электрической энергии. Описаны основные причины низкого качества электрической энергии по сравнению с качеством питания береговых электроэнергетических систем. Наряду с основной проблемой качества рассматривается вопрос возможной интеграции альтернативных источников электрической энергии в будущем. Для поддержания необходимых параметров качества электроэнергии, вырабатываемой альтернативными источниками энергии, например, емкостными (ионисторы, суперконденсаторы), предлагается применить схемы интегральных стабилизаторов. Предложена и рассмотрена принципиальная схема бустерного стабилизатора на основе кремневых ключей. Изложен принцип стабилизации выходного напряжения при помощи полупроводниковых ключей (биполярный транзистор, полевой транзистор и биполярный транзистор с изолированным затвором). Предложена принципиальная электрическая схема работы бустерного стабилизатора напряжения от емкостного источника электрической энергии на примере ионистора. Исходя из основных законов электротехники, разработана математическая модель источника электрической энергии и стабилизатора напряжения, на основе которых определены переменные, от которых зависит уровень стабилизации напряжения. На основе математической модели стабилизатора и емкостного источника разработана и ис-

следована имитационная модель в компьютерной среде моделирования MATLAB. Выявлен положительный эффект в применении принципиальной электрической схемы интегрального стабилизатора напряжения от емкостного источника. Для верификации проведенных модельных исследований на основе предложенной принципиальной электрической схемы проведены макетные испытания. Сопоставлены результаты компьютерного моделирования с результатами выходных параметров макетных испытаний, доказана целесообразность применения предложенных схемных решений. На основании проведенных исследований на компьютерной и реальной модели сделан ряд основных выводов.

Ключевые слова: бустерный стабилизатор, емкостной источник, полупроводниковый ключ, моделирование, ключ, индуктивность, схема, система, электрооборудование.

Для цитирования:

Труднев С. Ю. Моделирование бустерной схемы стабилизатора от емкостного накопителя / С. Ю. Труднев, А. А. Марченко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1118–1127. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-6-1118-1127.

Введение (Introduction)

Первым судовым источником электрической энергии на морском транспорте в 1838 г. является аккумулятор, состоящий из трехсот двадцати гальванических элементов. За минувшие два столетия масса и габариты морских судов значительно увеличились, как и мощность электрических приводов. По мере развития уровня техники претерпели изменения также и источники получения электрической энергии: паровые, дизельные и атомные генераторы. С появлением дизель-генераторов гальваническая батарея перестала являться основным источником питания на судне, перейдя в категорию аварийного или резервного источника на судне.

В настоящее время глобальной проблемой является вопрос экологии. В связи с этим морским классификационным сообществом была разработана Конвенция MARPOL-73/78, требования которой направлены на предотвращение загрязнения окружающей среды судами. В альтернативных источниках питания: аккумуляторных батареях с улучшенными характеристиками, емкостных накопителях, солнечных батареях учтены необходимые экологические требования. Стоимость 1 кВт·ч производимой энергии некоторых из них даже ниже стоимости распространенных и опасных источников ядерных установок. В связи с этим во многих странах появились морские суда-электроходы. Судовая электроэнергетическая система таких судов включает минимальное количество дизельных установок, котлов, в них отсутствует главный двигатель, а движение судна (заменяя тем самым работу главного двигателя) обеспечивает сложный комплекс полупроводниковых преобразователей (стабилизаторов напряжения, инверторов), управляющих работой электродвигателей. Примером такого типа является рыболовное судно «Лагарт».

Основу современных альтернативных источников энергии составляют аккумуляторы, емкостные накопители, солнечные батареи, каждый из которых вырабатывает электроэнергию необходимого качества только в паре с различными преобразователями — инверторами или бустерными стабилизаторами. Неоспоримым является тот факт, что примерно через 30 лет альтернативные источники заменят более 40 % всех источников энергии. Основной проблемой таких источников является качество вырабатываемой ими электроэнергии. Из-за ограниченности пространства на морских судах, проектировщики вынуждены устанавливать источники электрической энергии с худшими характеристиками показателей качества по сравнению с береговыми источниками питания. Это привело к созданию Российским морским регистром судоходства требований к судовым источникам питания по параметрам качества вырабатываемой электрической энергии. К данной проблеме неоднократно обращались в своих работах ведущие специалисты в области судовой электроэнергетики: Г. Е. Кувшинов, А. П. Баранов и С. Е. Кузнецов [1]–[3]. При дальнейшем развитии альтернативных источников энергии, в частности интеграции их в судовые электроэнергетические системы, внедрение интегральных стабилизаторов в судовые сети позволит решить проблему качества судовой электроэнергии, улучшив ее параметры как минимум до параметров береговых сетей. В данной статье предлагается исследовать работу емкостного

накопителя электрической энергии через бустерный стабилизатор напряжения в режиме разряда на компьютерной модели в среде имитационного моделирования *MATLAB*.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Для моделирования систем конкретного назначения — электротехнических и энергетических объектов — существует специальный пакет Sim Power Systems (SPS), который является частью комплекса программ среды *MATLAB*. Область применения пакета SPS очень широкая: от анализа отдельных электрических кругов до моделирования линий электропередачи, систем электроприводов и сложных процессов в мощных энергетических системах. Пакет SPS работает на базе Simulink и органично взаимодействует с ним, используя ту же программную среду, графический интерфейс и браузер библиотек. Поэтому при моделировании электроэнергетических устройств имеется возможность использования преимуществ обоих пакетов.

Simulink создан для моделирования динамических систем, представленных в виде функциональной или структурной схемы. Модели в данном пакете могут изображать процессы любой физической природы. Один и тот же блок пакета Simulink, в зависимости от специфики решаемой задачи, может являться функциональной моделью разных устройств. Соединительные линии между блоками Simulink показывают передачу информации или сигнала от одного элемента модели к другому, поэтому они имеют направление. В пакете SPS-блоки являются моделями разных элементов электрического круга или электромеханических устройств, а соединительные линии — это модели электрических проводников, начиная с версии *MATLAB* 6.5.1. При этом внешний вид блока близок к изображению элемента на принципиальной схеме. Таким образом, пакет SPS позволяет создать виртуальную модель, которая по своим свойствам приближена к реальному физическому объекту.

Соединение в одной модели блоков двух пакетов допускается при учете некоторых ограничений, а именно [1]–[3]:

1) порты Simulink-блоков предназначены для подключения только Simulink-сигнала, т. е. сигнала от другого блока пакета Simulink, при этом сигнал является безразмерным и имеет определенное направление, отмеченное стрелкой, а порт может быть или входным, или выходным;

2) порты SPS-блоков являются зажимами для включения в виртуальный электрический круг и могут быть присоединены только к соответствующим портам других SPS-блоков или к линии между этими блоками, при этом моделируется электрическое соединение элементов;

3) некоторые SPS-блоки имеют два вида портов: для SPS-сигнала и для Simulink-сигнала с соответствующей маркировкой. Такие блоки позволяют объединять элементы двух пакетов в одну общую модель.

Пакет Sim Power Systems совместно с Simulink дает возможности для создания имитационных моделей силовых полупроводниковых преобразователей и управляющих ими систем. Виртуальные модели, разработанные на основе этих двух пакетов, позволяют более детально изучить физические процессы превращения электроэнергии. Базовые элементы, предназначенные для моделирования полупроводниковых устройств, находятся в библиотеке Power Electronics.

Режимы работы стабилизатора. При проектировании стабилизаторов напряжения зачастую применяются линейные модели, в которых пульсирующие параметры стабилизатора заменяют усредненными значениями.

Рассмотрим схему замещения импульсного стабилизатора напряжения на рис. 1. На схеме ключ K делит работу схемы на два режима: в замкнутом и разомкнутом положении. Конденсатор C , подключенный параллельно ключу и нагрузке, работает в качестве фильтра. Дiode VD направляет энергию, накопленную в конденсаторе, непосредственно в нагрузку. Дроссель L в двух режимах работает по-разному. При замыкании ключа емкостной источник будет заряжать энергией дроссель. Ключ отсекает один контур схемы стабилизатора, поэтому в замкнутом положении источник будет взаимодействовать непосредственно с дросселем, заряжая его [4]–[7]:

$$U_L = L \frac{di_1}{dt};$$

$$di = \frac{U_L}{L} dt;$$

$$\int di = \int \frac{U_L}{L} dt;$$

$$i(t) = \frac{U_1}{L} t,$$

где U_L — напряжение на дросселе; i_1 — ток заряда дросселя; L — индуктивность дросселя; U_1 — напряжение заряда дросселя.

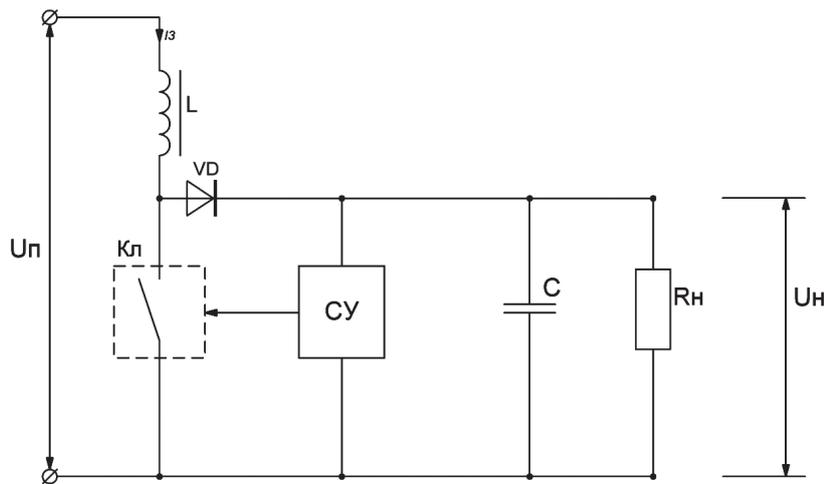


Рис. 1. Базовая схема бустерного стабилизатора

В следующем режиме работы стабилизатора ключ открывается, и энергия дросселя идет в нагрузку. Выходное напряжение суммируется с ЭДС самоиндукции, при этом выходное напряжение больше входного (рис. 2).

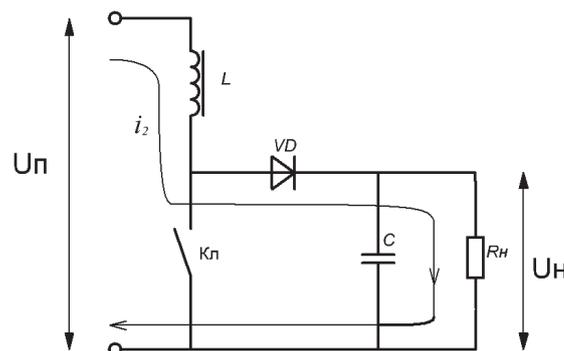


Рис. 2. Режим разряда дросселя

Таким образом, во втором режиме работы стабилизатора дроссель будет являться источником постоянного тока:

$$U_n = U_c = \frac{1}{C} \int idt = \frac{i_2 t_3}{C} + U_0.$$

где U_0 — конечное напряжение заряда на конденсаторе; i_2 — ток разряда; U_n — выходное напряжение.

Ток заряда i_1 дросселя будет равен току разряда i_2 :

$$i_1 = i_2;$$

$$\frac{U_n t_3}{L} + i_0 = \frac{(U_H - U_n) t_p}{L} + i_0;$$

$$\frac{U_n (t_3 + t_p)}{L} = \frac{U_H t_p}{L};$$

$$U_H = \frac{U_n (t_3 + t_p)}{t_p};$$

$$U_H = \frac{U_n T}{t_p}.$$

где U_n — входное напряжение; t_p — время разряда; t_3 — время заряда.

Таким образом, настройка значения выходного напряжения U_H стабилизатора будет осуществляться регулированием значением индуктивности L дросселя.

Режим разряда емкостного накопителя. При разряде любого емкостного источника электрической энергии его напряжение изменяется [7]–[10], соответственно:

$$i = -\frac{dq}{dt}, \quad q = CU, \quad i = \frac{U}{R};$$

$$i = -C \frac{dU}{dt} = \frac{U}{R};$$

$$-C \frac{dU}{U} = \frac{dt}{R};$$

$$\int_{U_0}^U \frac{dU}{U} = -\frac{1}{RC} \int_0^t dt;$$

$$U = U_0 \cdot \exp\left(-\frac{t}{C \cdot R}\right);$$

$$U = U_0 \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right).$$

где q — заряд емкостного накопителя; C — емкость источника; t — время разряда; I — ток нагрузки; U_0 — начальное напряжение.

Общая характеристика разряда емкостного накопителя на рис. 3 не позволяет применять накопитель как источник постоянного стабилизированного напряжения. При подключении к емкостному источнику энергии схемы стабилизатора выходного напряжения получится полноценный источник постоянного напряжения.

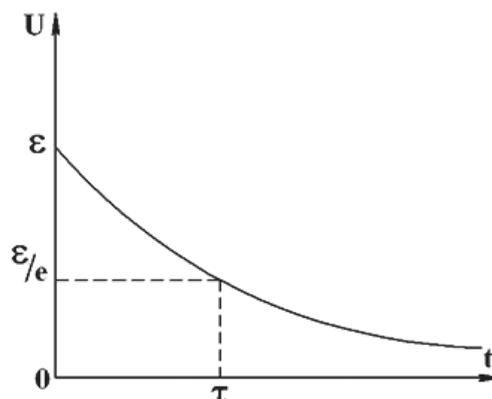


Рис. 3. Режим разряда емкостного накопителя

Анализируя выходное напряжение бустерного стабилизатора и выходное напряжение емкостного накопителя, получим

$$U_n = \frac{T}{t_p} U_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right).$$

Представленные математические зависимости положены в основу компьютерной модели, реализованной в среде *MATLAB*.

Результаты (Results)

В программе *MATLAB* Ra2007b для исследования основных режимов работы стабилизатора напряжения от емкостного накопителя разработана компьютерная модель (рис. 4). Данная модель стабилизатора напряжения собрана согласно принципиальной схеме (см. рис. 1) и состоит из следующих блоков: блока емкостного источника ($C = 58\Phi$, $U = 120$ В), IGBT, выполняющего функцию ключа, измерительных приборов и нагрузки.

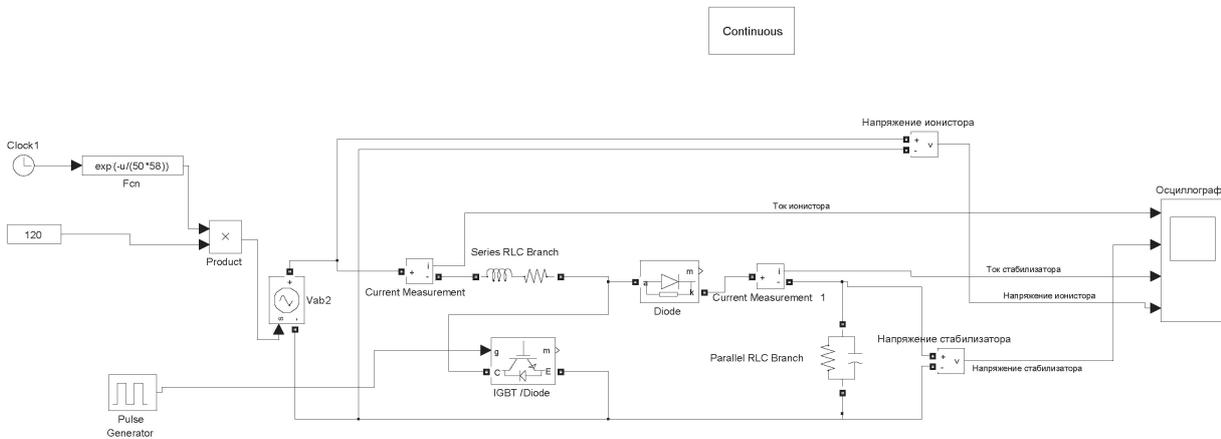


Рис. 4. Компьютерная модель бустерного стабилизатора

На рис. 5 приведены результаты моделирования.

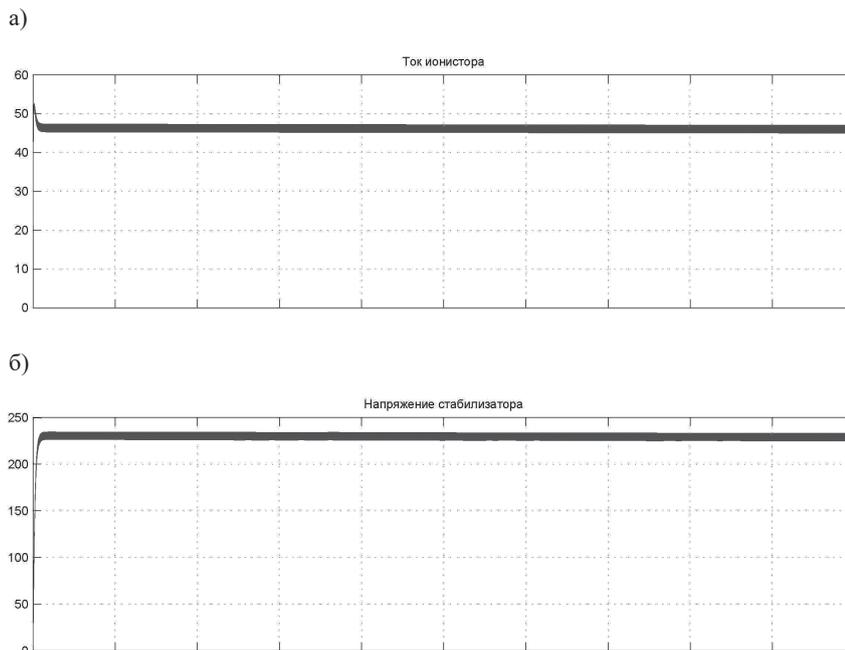


Рис. 5. Выходные характеристики стабилизатора напряжения от емкостного накопителя (Начало)

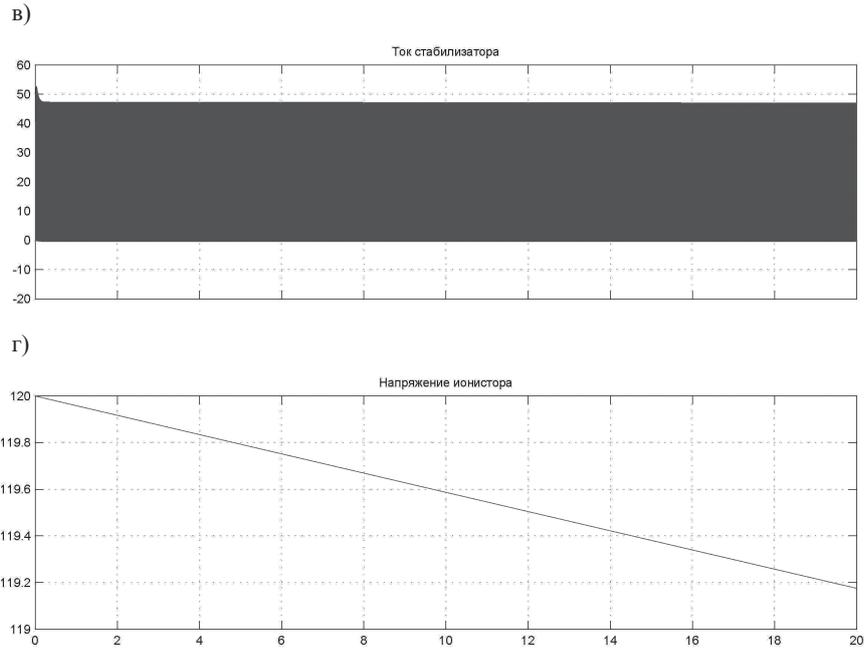
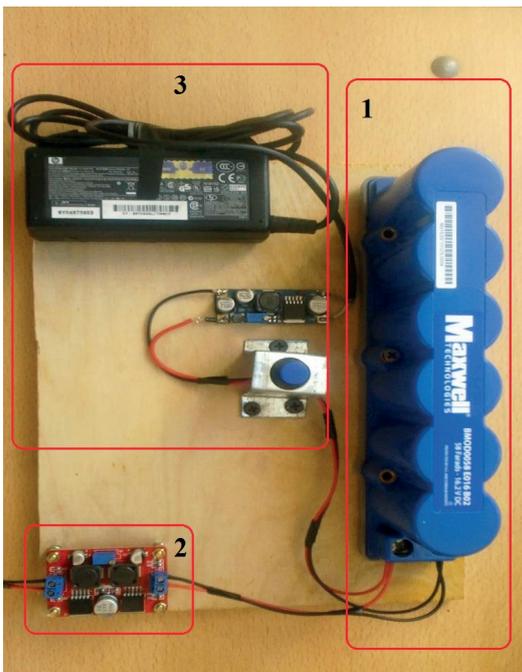


Рис. 5. Выходные характеристики стабилизатора напряжения от емкостного накопителя:

a — ток источника; *б* — выходное напряжения стабилизатора; *в* — выходной ток стабилизатора; *г* — выходной ток источника

На основании результатов моделирования можно сделать вывод о работоспособности компьютерной модели. При снижении напряжения емкостного источника, поступающего на вход стабилизатора, напряжение на нагрузке практически не меняется и поддерживается на одном уровне, равном 230 В.

а)



б)

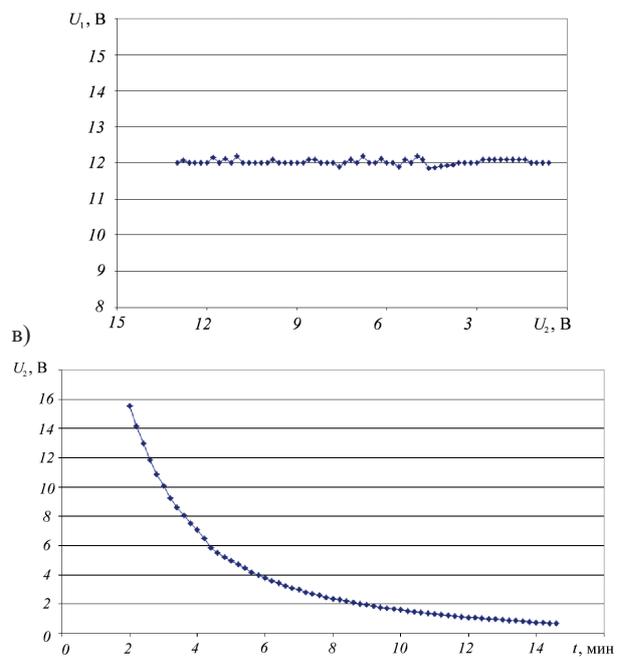


Рис. 6. Работа стабилизатора от емкостного накопителя: *a* — макет стабилизатора (*1* — ионистор; *2* — бустерный стабилизатор напряжения; *3* — система заряда ионистора); *б* — выходная характеристика напряжения стабилизатора; *в* — напряжение на ионисторе

Для проверки адекватности компьютерной модели был разработан испытательный макет (рис. 6), включающий емкостной накопитель (ионистор) емкостью $C = 58 \text{ Ф}$, номинальным напряжением $U = 12 \text{ В}$, бустерный стабилизатор с максимальным входным и выходным напряжением, $U = 40 \text{ В}$ и активно-индуктивной нагрузки (двигатель постоянного тока от системы охлаждения компьютера) потребляемой напряжением 12 В .

Из приведенных выходных характеристик стабилизатора и ионистора видно, что при даже при снижении напряжения на входе стабилизатора на 10 В , напряжение на выходе почти не изменилось. Натурный эксперимент подтверждает работоспособность компьютерной модели (см. рис. 4), собранной в *MATLAB*.

Заключение (Conclusion)

В настоящее время существует множество программных пакетов, в том числе *MATLAB*, позволяющих разработать компьютерную модель практически любого электротехнического устройства. Разработанные компьютерные модели дают возможность заранее произвести сборку и запуск оборудования и на ранних этапах выявить недостатки, устранив их без материальных затрат. Особенно такие модели актуальны при проектировании дорогостоящих электротехнических систем. Результаты экспериментов в полной мере подтверждают адекватность работы предложенных моделей в программном пакете *MATLAB*.

На основании проведенных исследований компьютерных экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. Приведенный в статье теоретический материал, а также изложенные математические выкладки дают возможность построить принципиальную схему полупроводниковых преобразователей в среде моделирования *MATLAB* при помощи программных пакетов Simulink и Sim Power Systems.
2. Разработанные компьютерные модели позволяют исследовать особенности работы в среде моделирования *MATLAB* при помощи пакетов Simulink и Sim Power Systems и устранить недостатки перед созданием реального макета.
3. Разработанные компьютерные модели в дальнейшем могут быть использованы при углубленном изучении современных бустерных стабилизаторов, что дает возможность провести испытания альтернативных схемных решений, оптимизировав и улучшив параметры схемы бустерного стабилизатора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов С. Е. Оценка качества электроэнергии на судне в процессе эксплуатации / С. Е. Кузнецов, Ю. В. Кудрявцев, А. А. Виноградов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 6. — С. 1320–1329. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1320-1329.
2. Баранов А. П. Использование пакета Simulink для изучения и исследования переходных процессов в судовых электроэнергетических системах / А. П. Баранов, В. А. Федоренко // Эксплуатация морского транспорта. — 2007. — № 2 (48). — С. 46–47.
3. Горбенко Ю. М. Принцип действия и выбор параметров устройства для распределения реактивных токов судовых синхронных генераторов по методу ведущего генератора / Ю. М. Горбенко [и др.] // Научные труды Дальрыбвтуза. — 2007. — № 19. — С. 71–79.
4. Труднев С. Ю. Исследование параллельной работы ШИМ-инвертора и однофазной сети / С. Ю. Труднев // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 6 (28). — С. 60–66.
5. Труднев С. Ю. Исследование работы импульсного стабилизатора напряжения для питания катодной защиты морских платформ / С. Ю. Труднев, А. О. Шуваева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 4. — С. 818–827. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-818-827.

6. Романовский В. В. Разработка гребного вентильно-индукторного двигателя для систем электро-движения большой мощности / В. В. Романовский, Б. В. Никифоров, А. М. Макаров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 2. — С. 357–366. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-357-366.

7. Беляков А. И. Электрохимические суперконденсаторы: текущее состояние и проблемы развития / А. И. Беляков // Электрохимическая энергетика. — 2006. — Т. 6. — № 3. — С. 146–149.

8. Коробко Г. И. Накопители электроэнергии в стабилизаторах переменного напряжения для специальных судовых потребителей / Г. И. Коробко, С. В. Попов // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. — 2005. — № 13. — С. 54–57.

9. Дубов С. Л. Регулирование напряжения и экономия электроэнергии в сетях низкого напряжения потребителей / С. Л. Дубов, В. М. Кириченко-Мишкин, К. Д. Курбанмагомедов // Системные технологии. — 2017. — № 1 (22). — С. 33–39.

10. Денисенко Е. А. Источники бесперебойного и автономного электроснабжения / Е. А. Денисенко, М. М. Тарасов, А. А. Кривошей, А. В. Бондарчук // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. — 2016. — № 115. — С. 1337–1349.

REFERENCES

1. Kuznetsov, Sergey Ye., Yurii V. Kudryavtsev, and Andrei A. Vinogradov. “Estimation of electricity quality at the vessel in the operation process.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Mararova* 9.6 (2017): 1320–1329. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1320-1329.

2. Baranov, A. P., and V. A. Fedorenko. “Ispol’zovanie paketa Simulink dlya izucheniya i issledovaniya perekhodnykh protsessov v sudovykh elektroenergeticheskikh sistemakh.” *Ekspluatatsiya morskogo transporta* 2(48) (2007): 46–47.

3. Gorbenko, Yu. M., V. V. Kiryukha, G. E. Kuvshinov, N. N. Mozaleva, and V. V. Mikhanoshin. “Printsip deistviya i vybor parametrov ustroystva dlya raspredeleniya reaktivnykh tokov sudovykh sinkhronnykh generatorov po metodu vedushchego generatora.” *Nauchnye trudy Dal’rybvтуza* 19 (2007): 71–79.

4. Trudnev, S. Yu. “Research of parallel work of PWM inverter and single-phase network.” *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 6(28) (2014): 60–66.

5. Trudnev, Sergey Yu., and Alena O. Shuvaeva. “The investigation of operation pulse voltage regulator for supplying cathodic protection of offshore rigs.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 10.4 (2018): 818–827. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-818-827.

6. Romanovsky, Viktor V., Boris V. Nikiforov, and Arsenii M. Makarov. “Development of the propulsion switched reluctance drive for the vessels with high power electric propulsion systems”. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 11.2 (2019): 357–366. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-357-366.

7. Belyakov, A. I. “Elektrokhimicheskie superkondensatory: tekushchee sostoyanie i problemy razvitiya.” *Elektrokhimicheskaya energetika* 6.3 (2006): 146–149.

8. Korobko, G. I., and S. V. Popov. “Stores of the electric power in stabilizers of variable voltage for special ship consumers.” *Bulletin of VSAWT* 13 (2005): 54–57.

9. Dubov, S. L., V. M. Kirichenko-Mishkin, and K. D. Kurbanmagomedov. “Voltage regulation and energy saving in low voltage consumer networks.” *System Technologies* 1(22) (2017): 33–39.

10. Denisenko, Evgeniy Alexandrovich, Maxim Mihaylovich Tarasov, Alexandr Alexandrovich Krivoshey, and Andrey Viktorovich Bondarchuk. “Sources of uninterrupted and autonomous power supply.” *Polythematic online scientific journal of Kuban State Agrarian University* 115 (2016): 1337–1349.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Труднев Сергей Юрьевич —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО «КамчатГТУ»
683980, Российская Федерация,
г. Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35
e-mail: trudnev@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Trudnev, Sergei Yu. —
PhD
Kamchatka State Technical University
35 Kluchevskaia Str., Petropavlovsk-Kamchatsky,
683980, Russian Federation
e-mail: trudnev@mail.ru

Марченко Алексей Александрович —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО « КамчатГТУ»
683980, Российская Федерация,
г. Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35
e-mail: Marchenko_alx@inbox.ru

Marchenko, Aleksei A. —
PhD
Kamchatka State Technical University
35 Kluchevskaia Str., Petropavlovsk-Kamchatsky,
683980, Russian Federation
e-mail: Marchenko_alx@inbox.ru

*Статья поступила в редакцию 6 ноября 2020 г.
Received: November 6, 2020.*

Научное периодическое издание

**Вестник Государственного университета морского
и речного флота имени адмирала С. О. Макарова**

Том 12. № 6

2020 год

Выпускающий редактор *Н. А. Карамзина*
Дизайн и верстка *М. Н. Евсюткина*

Подписано в печать с оригинал-макета 30.12.20. Формат 60×90/8
Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 19,75. Тираж 500 экз. Заказ № 344/20

Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова
198035, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7