

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 16. № 4

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

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2024**

Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — СПб. : ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2024. — Т. 16. — № 4. — 178 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 диссертационных работ на соискание ученой степени доктора и кандидата наук по основным группам специальностей в соответствии с Номенклатурой специальностей научных работников:

2.5.19 «Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства (технические науки)»;

2.5.20 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки)»;

2.3.3 «Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (технические науки)»;

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

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 агентства Урал-Пресс: 37276.



ISSN 2309-5180



© Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова, 2024

Гл. редактор

С. О. Барышников
д-р техн. наук, проф.

Зам. гл. редактора

А. П. Нырко
д-р техн. наук, проф.

Члены
редакционной
коллегии:

А. Е. Сазонов
д-р техн. наук, проф.,
чл.-кор. РАН

Р. М. Юсупов
д-р техн. наук, проф.,
чл.-кор. РАН

О. К. Безюков,
д-р техн. наук, проф.

А. Т. Беккер,
д-р техн. наук, проф.

Н. И. Ватин,
д-р техн. наук, проф.

П. А. Гарибин,
д-р техн. наук, проф.

Д. П. Голоскоков,
д-р техн. наук, проф.

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ
СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ 485**

Дерябин В. В. Оценка погрешности метода счисления
координат судна..... 485

Триполец О. Ю. Использование нейронных сетей для решения задачи
безопасного расхождения группы автономных судов 493

**ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА
И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА 507**

Царенко С. Н., Зайцев С. А., Корж А. С. Вынужденные колебания
валопровода на основе модели двухступенчатого стержня
с упругим соединением участков 507

Афанасьев А. К., Ревенко Е. С., Ушаков К. М. Гидродинамические
характеристики широколопастных гребных винтов с усеченной формой
лопасти в свободной воде..... 519

Леонтьев Л. Б., Леонтьев А. Л. Управление жизненным циклом
ответственных восстанавливаемых деталей судового оборудования..... 530

**СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ) 538**

Королёв В. И. Анализ применения естественной циркуляции
охлаждающих сред в судовых реакторных установках..... 538

Пассар А. В., Тимошенко Д. В. Влияние конструктивного угла
выхода сопел турбины системы наддува поршневого двигателя
на эффективность ее работы 553

Литвиненко В. П., Савинков Н. А. Динамика изменения показателя
политропы в такте расширения дизеля..... 567

В. Л. Ерофеев,
д-р техн. наук, проф.

В. А. Жуков,
д-р техн. наук, доц.

Ю. М. Искандеров,
д-р техн. наук, проф.

В. В. Каретников,
д-р техн. наук, доц.

А. В. Кириченко,
д-р техн. наук, проф.

М. Н. Кирсанов,
д-р физ.-мат. наук, проф.

М. А. Колосов,
д-р техн. наук, проф.

Е. А. Королева,
д-р экон. наук, проф.

И. И. Костылев,
д-р техн. наук, проф.

А. Л. Кузнецов,
д-р техн. наук, проф.

В. А. Логиновский,
д-р техн. наук, проф.

А. В. Макишанов,
д-р техн. наук, проф.

В. Е. Марлей,
д-р техн. наук, проф.

Т. А. Пантина,
д-р экон. наук, проф.

В. И. Решняк,
д-р техн. наук, проф.

А. В. Саушев,
д-р техн. наук, доц.

С. В. Смоленцев,
д-р техн. наук, проф.

С. С. Соколов,
д-р техн. наук, доц.

М. В. Сухотерин,
д-р техн. наук, доц.

А. Л. Тезиков,
д-р техн. наук, проф.

А. А. Чертков,
д-р техн. наук, доц.

В. Б. Чистов,
д-р техн. наук, проф.

Саушев А. В. Применение методов планирования эксперимента
для аналитического описания областей работоспособности
судовых электромеханических систем..... 579

Барышников С. О., Сахаров В. В., Чертков А. А. Экономичное управление
дизель-генераторными агрегатами с помощью средств
цифровых технологий MATLAB 591

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ
ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ..... 604**

Зуб И. В., Ежов Ю. Е., Щемелев В. Л. Исследование некоторых вопросов
автоматизации элементов терминальных комплексов по перегрузке
крупнотоннажных контейнеров..... 604

Рубинов В. В., Майоров Н. Н., Гаскаров В. Д. Исследование и разработка
подпрограммы автоматизации для прогнозирования количества
и заполненности грузовых транспортных средств в зависимости
от стохастического формирования центров сбора опасных грузов 621

Буцанец А. А., Волкова Т. А. Разработка расчетной силовой модели
вакуумного автошвартовного устройства..... 635

Ксенофонтов Н. М., Декельман Г. П., Ольховик Е. Е. Определение
наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере
судоходного шлюза 646

CONTENTS

OPERATION OF WATER TRANSPORT, WATERWAYS AND HYDROGRAPHY.....485

Deryabin V. V. Assessment of the vessel position dead reckoning
method error.....485

Tripolets O. Y. Use of neural networks for safe collision avoidance
for groups of autonomous vessels.....493

TECHNOLOGY OF SHIPBUILDING, SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION.....507

Tsarenko S. N., Zaitsev S. A., Korzh A. S. Forced vibrations
of the shaft line based on the model of a two-stage rod
with an elastic connection of sections.....507

Afanasyev A. K., Revenko E. K., Ushakov K. M. Hydrodynamic properties
of propellers with large blade-area ratio and truncated blade in free water.....519

Leont'ev L. B., Leont'ev A. L. Life cycle management
of critical refurbishable parts of ship equipment530

SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY).....538

Korolev V. I. Analysis of the application of natural circulation of cooling
media in shipboard reactor installations538

Passar A. V., Timoshenko D. V. The effect of the design angle
of the turbine nozzle outlet of the piston engine boost system
on its effectiveness553

Litvinenko V. P., Savinkov N. A. Dynamics of change in the polytropic
exponent in the expansion stroke of diesel567

Saushev A. V. Application of experimental planning methods
for an analytical description of the areas of operability
of marine electromechanical systems579

Baryshnikov S. O., Sakharov V. V., Chertkov A. A. Economical management
of diesel generator sets by means of MATLAB digital technologies591

Volume 16. № 4

2024

EDITORIAL BOARD

S. O. Baryshnikov
Doctor of Technical Sciences

Deputy Editor-in-Chief
A. P. Nyrkov
Doctor of Technical Sciences

Members of the editorial board:

A. Ye. Sazonov
Doctor of Technical Sciences,
Prof.,
corresponding member
of the Russian Academy
of Sciences

R. M. Yusupov
Doctor of Technical Sciences,
Prof., corresponding member
of the Russian Academy of
Sciences

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. L. Erofeev,
Doctor of Technical Sciences

V. A. Zhukov,
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

E. A. Koroleva,
Doctor of Economic Sciences

I. I. Kostylev,
Doctor of Technical Sciences

A. L. Kuznetsov,
Doctor of Technical Sciences

V. A. Loginovskiy,
Doctor of Technical Sciences

A. V. Makshanov,
Doctor of Technical Sciences

V. Ye. Marley,
Doctor of Technical Sciences

T. A. Pantina,
Doctor of Economic Sciences

V. I. Reshnyak,
Doctor of Technical Sciences

A. V. Saushev,
Doctor of Technical Sciences

S. V. Smolentsev,
Doctor of Technical Sciences

S. S. Sokolov,
Doctor of Technical Sciences

M. V. Sukhoterin,
Doctor of Technical Sciences

A. L. Tezikov,
Doctor of Technical Sciences

A. A. Chertkov,
Doctor of Technical Sciences

V. B. Chistov,
Doctor of Technical Sciences

AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES AND PRODUCTIONS	604
<i>Zub I. V., Ezhov Yu. E., Shchemelev V. L.</i> Investigation of some issues of automation of elements of terminal complexes for transshipment of large-capacity containers	604
<i>Rubinov V. V., Maiorov N. N., Gaskarov V. D.</i> Research and development of automation subroutine for forecasting the number and load of cargo vehicles depending on the stochastic formation of dangerous goods collection centers	621
<i>Butsanets A. A., Volkova T. A.</i> Development of a calculation power model of a vacuum automounting device	635
<i>Ksenofontov N. M., Dekelman G. P., Ol'khovik E. Ye.</i> Determining the most rational method of automoorings vessels in a navigation lock chamber	646

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-485-492

ASSESSMENT OF THE VESSEL POSITION DEAD RECKONING METHOD ERROR

V. V. Deryabin

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

A method of the calculation of vessel dead reckoning coordinates with the accuracy assessment is proposed. It is based on previously derived formulas for the assessment of the uncertainty boundaries for vessel geodetic latitude and longitude during its motion along the ellipsoid surface. The above formulas are used as follows. At first, the latitude and its precision index are calculated. After, they are used for the calculation of the longitude and its precision index. As the result, it is possible to determine uncertainty intervals for vessel coordinates derived with dead reckoning. The implementation of this method for testing an electronic chart display and information system Navi-Sailor 4000 as to the calculation of vessel dead reckoning coordinates with it is shown. The provision of the information about vessel heading and speed through water is carried out to the system in real-time mode by means of a signal simulator. The speed and heading are remaining unchanged during one-hour time interval. During the above time interval, the data about dead reckoning coordinates are recording into a log-file, then the data are converted in a text format and used for the test. The dead reckoning coordinates, calculated by the system, are in the limits of uncertainty assessed with the proposed method. A limitation of the method is that it does not take into account the influence of errors due to rounding because of the finiteness of the computer bit grid. After the elimination of the above limitation, it seems to be possible to use a modernized version of the method as a part of a procedure for testing the navigational systems which give the information about vessel dead reckoning coordinates.

Keywords: vessel, latitude, longitude, dead reckoning, interval calculations, testing, ECDIS.

For citation:

Deryabin, Victor V. "Assessment of the vessel position dead reckoning method error." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 485–492. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-485-492.

УДК 656.61:528.236.1

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ МЕТОДА СЧИСЛЕНИЯ КООРДИНАТ СУДНА

В. В. Дерябин

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

Предложен метод расчета счислимых координат судна с оценкой их точности, в основе которого находятся формулы оценок границ промежутков неопределенности для геодезической широты и долготы судна при движении его вдоль поверхности эллипсоида. Указанные формулы используются в следующем порядке: сначала рассчитываются значение широты и оценка ее точности, которые затем используются для расчета долготы и оценки ее точности. В итоге имеется возможность оценить границы области неопределенности координат судна, полученных по счислению. Продемонстрировано применение данного метода для тестирования электронной картографической навигационной информационной системы Navi-Sailor 4000 в части выработки ею счислимых координат судна. При помощи имитатора сигналов в режиме реального времени организована подача системе информации о курсе и скорости судна относительно воды, удерживаемых постоянными в течение часа. В продолжение указанного периода времени данные о счислимых координатах были записаны в файл-журнал, после чего они были конвертированы в текстовый

вид и использовались для тестирования. Счислимые координаты, выдаваемые системой, оказались в пределах областей неопределенностей, полученных при помощи предлагаемого метода. Ограничением метода является то, что он не учитывает влияние ошибок, возникающих в результате округления чисел в компьютере, вызванное ограниченностью размера его разрядной сетки. После устранения указанного недостатка представляется возможным использование модернизированной версии метода в составе процедуры тестирования навигационных систем, отвечающих за выработку информации о счислимых координатах судна.

Ключевые слова: судно, широта, долгота, счисление, интервальные вычисления, тестирование, ЭКНИС.

Для цитирования:

Дерябин В. В. Оценка погрешности метода счисления координат судна / В. В. Дерябин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 485–492. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-485-492.

Введение (Introduction)

Спутниковые навигационные системы позволяют получать координаты и скорость судна с высокой степенью точностью и практически непрерывно во времени, но им присущ один существенный недостаток — *неавтономность*, т. е. зависимость от внешних измерений. В противоположность им счисление позволяет определять координаты судна в автономном режиме, но его точность с течением времени снижается. Электронные картографические навигационные информационные системы (ЭКНИС), являющиеся обязательными для установки на судах определенного типа и вместимости в соответствии с требованиями конвенции СОЛАС¹, имеют подключение к датчикам скорости и курса судна, на основе которых и выполняется счисление. Как сертифицированное оборудование ЭКНИС проходит обязательную проверку на соответствие требованиям стандарта МЭК 61174², который содержит тестовые сценарии для проверки ее важнейших функций (например, функции создания маршрута). К сожалению, в тексте указанного стандарта отсутствуют требования к проверке функциональности в части расчета счислимых координат судна, т. е. процедура проверки правильности ведения счисления в ЭКНИС не регламентирована. Несмотря на то, что потребность в подобном алгоритме тестирования является необходимой, в настоящее время общепризнанных алгоритмов тестирования режима счисления в ЭКНИС не существует.

Вопросам исследования точности счисления пути посвящено относительно немного работ, по сравнению с исследованиями, например, в области использования средств спутниковой навигации. В сфере морской навигации для судов торгового флота подобных современных исследований еще меньше и более фундаментальные работы в данной области относятся к периоду, предшествующему массовому использованию спутниковых технологий. Среди работ по навигационному счислению пути надводных морских подвижных или движущихся вблизи поверхности Земли объектов известны исследования [1]–[3]. В области инерциального счисления подвижных объектов работ значительно больше (см., например, [4]–[6]). Среди англоязычных источников по счислению можно отметить исследования [7]–[9]. В работе [10] рассмотрены вопросы оценки точности как навигационного, так и инерциального счисления. Общим для указанных исследований является то, что в них не ставится конечная задача тестирования автономной навигационной системы в плане адекватности расчета определения счислимых координат, что необходимо, в частности, для проверки ЭКНИС. Как правило, речь идет об оценке точности счисления в условиях инструментальных ошибок или погрешностей, связанных с учетом внешних факторов (ветер, течение).

Настоящее исследование является продолжением работ [11], [12], в которых выведены формулы, позволяющие оценить погрешность методов определения геодезической широты и долготы судна при помощи гарантированных интервальных оценок. Для оценки области неопределенно-

¹ Международная конвенция по охране человеческой жизни на море 1974 года. СПб: АО ЦНИИМФ, 2021. 1184 с.

² IEC 61174 (ed. 4). Maritime navigation and radiocommunication equipment and systems — Electronic chart display and information system (ECDIS) — Operational and performance requirements, methods of testing and required test results). Geneva: IEC, 2015. 84 p.

сти судна на поверхности общеземного эллипсоида необходимо разработать алгоритм, определяющий порядок использования полученных ранее аналитических выражений для оценки точности каждой из координат в отдельности. Данный вопрос исследован в настоящей статье.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Постановка задачи счисления. Пусть на поверхности общеземного эллипсоида с большой полуосью a и эксцентриситетом e движется судно с координатами $\varphi(t), \lambda(t)$ — геодезической широтой и долготой как функциями времени t . Высоту над поверхностью эллипсоида h будем считать постоянной и не зависящей от времени t величиной. Дифференциальные уравнения движения судна могут быть записаны в следующем виде [13]:

$$\begin{aligned}\frac{d\varphi}{dt} &= \frac{V_N}{M}; \\ \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{V_E}{N \cos \varphi},\end{aligned}\quad (1)$$

где V_N и V_E — соответственно северная и восточная компоненты абсолютной скорости судна;

M, N — соответственно радиус кривизны меридиана и первого вертикала (главные радиусы кривизны).

Система дифференциальных уравнений (1) не имеет до сих пор точного аналитического решения, поскольку радиусы кривизны представляют собой сложные зависимости от широты, препятствующие получению аналитического решения. Для получения приближенного решения $\tilde{\varphi}(t), \tilde{\lambda}(t)$ могут применяться различные методы, но использование каждого из них обязательно будет сопровождаться определенной погрешностью. Для оценки сверху модулей погрешностей координат используются числа A_φ, A_λ — предельные абсолютные ошибки.

Метод счисления пути. В работах [11], [12] выведены формулы, в соответствии с которыми приближенные значения широты и долготы судна определяются следующим образом:

$$\tilde{\varphi}(t) = \varphi(0) + \frac{q_{\max}}{(a+h)(1-e^2)} \int_0^t V_N(t) dt; \quad (2)$$

$$\tilde{\lambda}(t) = \lambda(0) + \frac{1}{a+h} \int_0^t \left[\sqrt{1-e^2 \sin^2 \tilde{\varphi}} / \cos \tilde{\varphi} \right] V_E(t) dt. \quad (3)$$

Здесь $q_{\max} = \sqrt{(1-e^2 \sin^2 (\min |\varphi|))^3}$, где $\min |\varphi|$ — минимально возможное абсолютное значение широты, предполагаемое в процессе движения судна.

При расчете широты и долготы по формулам (2) и (3) их предельные абсолютные погрешности определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}A_\varphi &= \frac{1}{(a+h)(1-e^2)} \left(\sqrt{(1-e^2 \sin^2 (\min |\varphi|))^3} - \sqrt{(1-e^2 \sin^2 (\max |\varphi|))^3} \right) \times \\ &\times \max |V_N(t)| \cdot t;\end{aligned}\quad (4)$$

$$A_\lambda = A_\varphi \frac{(1-e^2)}{a+h} \frac{\sin(\max |\varphi|)}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 (\max |\varphi|)} \cdot \cos^2 (\max |\varphi|)} \max |V_E(t)| t, \quad (5)$$

где $\max |\varphi| < 90^\circ$, $\max |V_N(t)|, \max |V_E(t)|$ — наибольший модуль широты и составляющих скорости судна за время плавания t соответственно.

Следует отметить два обстоятельства, связанных с использованием соотношений (4) и (5). Первое заключается в том, что они не могут использоваться в приполярных районах, так как для них знаменатель формулы (5) близок к нулю. Второе состоит в том, что погрешность

долготы зависит от погрешности широты, что, в принципе, логично вытекает из способа ее расчета в соответствии с выражением (3).

Формулы (2)–(5) позволяют выполнить приближенные расчеты геодезической широты и долготы судна с оценкой их точности в виде гарантированных интервалов, в пределах которых истинные значения будут находиться достоверно. Это может быть использовано для тестирования навигационных алгоритмов, используемых, например, в ЭКНИС.

Как известно, составляющие абсолютной скорости судна могут быть выражены через его путевой угол (ПУ) и абсолютную скорость V следующим образом: $V_N = V \cos \text{ПУ}$, $V_E = V \sin \text{ПУ}$. Если V и ПУ постоянны во времени, то и подынтегральные выражения в (2) и (3) не зависят от времени (для выражения (3) необходимо также постоянство приближенного значения широты) и их можно вынести за знак интеграла. Действительно, в данном случае получим следующие рабочие выражения:

$$\begin{aligned}\tilde{\varphi}(t) &= \varphi(0) + \frac{q_{\max} V_N t}{(a+h)(1-e^2)}; \\ \tilde{\lambda}(t) &= \lambda(0) + \frac{V_E t \sqrt{1-e^2} \sin^2 \tilde{\varphi} / \cos \tilde{\varphi}}{a+h}.\end{aligned}\quad (6)$$

Данные соотношения будем использовать далее в составе алгоритма оценки точности счисления.

Алгоритм оценки точности счисления. Данный алгоритм описывается следующим образом:

1. Назначаются начальные параметры: характеристики эллипсоида (a , e), высота h , $\min|\varphi|$, $\max|\varphi|$, $\max|V_N(t)|$, $\max|V_E(t)|$, общее время плавания T .
2. Устанавливаются параметры тестовой навигационной ситуации: начальные координаты $\varphi(0)$, $\lambda(0)$, путевой угол ПУ и абсолютная скорость V .
3. Для каждого момента времени t из промежутка $[0; T]$ рассчитываются:
 - приближенное значение широты $\tilde{\varphi}(t)$ и предельная погрешность $A_\varphi(t)$;
 - приближенное значение долготы $\tilde{\lambda}(t)$ и предельная погрешность $A_\lambda(t)$.
4. Для каждого момента времени t определяются левая и правая границы промежутков неопределенности широты и долготы, т. е. $[\tilde{\varphi}(t) - A_\varphi(t); \tilde{\varphi}(t) + A_\varphi(t)]$ и $[\tilde{\lambda}(t) - A_\lambda(t); \tilde{\lambda}(t) + A_\lambda(t)]$.
5. Для каждого t устанавливается принадлежность счисляемых координат тестируемого алгоритма указанным в пп. 4 промежуткам.

При выполнении тестирования скорость V принимается, как правило, равной скорости судна по лагу, а ПУ — курсу судна, полученному по информации от гирокомаса. Указанное обстоятельство может показаться, на первый взгляд, странным, но поскольку речь идет о проверке вычислительных способностей тестируемого алгоритма в конкретной навигационной системе, для счисления без учета внешних факторов такой вариант представляется вполне приемлемым. В случае, если необходимо учитывать внешние факторы, то V и ПУ могут использоваться уже непосредственно. Кроме того, многое зависит от интерфейса навигационной системы, т. е. от того, какие данные используются для счисления.

Результаты (Results)

Для проверки применимости предлагаемого алгоритма было выполнено следующее. ЭКНИС Navi-Sailor 4000 была переведена в такой режим работы, когда единственной и основной системой определения места судна является система счисления (DR — Dead Reckoning). При помощи имитатора сигналов на вход ЭКНИС были поданы данные от воображаемого лага и гирокомаса, т. е. относительная скорость $STW = 15$ уз и курс $HDG = 45^\circ$, которые оставались неизменными в течение часа плавания. Начальные координаты были установлены $\varphi(0) = \lambda(0) = 0$. В продолжение часа плавания была записана траектория движения судна, точнее она автоматически сохранялась в файл. Обработкой указанного файла были получены моменты времени и значения координат для них. Параметры, необходимые для работы алгоритма были установлены следующим образом:

- параметры эллипсоида: $a = 6378137$ м, $e^2 = 0,006694379990141$;
- высота движения над ним: $h = 0$, т. е. судно движется по поверхности эллипсоида;
- максимальные модули составляющих скорости: $\max|V_N| = \max|V_E| = 30$ уз.
- наименьший модуль широты $\min|\varphi| = 0$; наибольший модуль широты $\max|\varphi| = 85^\circ$.

Алгоритм реализован в среде вычислений Scilab 6.1.1. Результаты представлены в виде следующей таблицы.

Результаты тестирования модуля счисления ЭКНИС

Счислимые координаты	Моменты времени плавания, мин				
	10	20	30	50	60
Верхняя граница широта / долгота, '	1,826/1,774	3,653/3,567	5,479/5,379	9,132/9,060	10,959/10,929
Нижняя граница широта / долгота, '	1,727/1,755	3,453/3,491	5,180/5,208	8,633/8,586	10,359/10,246
Расчетное (среднее) значение широта / долгота, '	1,776/1,765	3,553/3,529	5,329/5,294	8,882/8,823	10,659/10,588
ЭКНИС-значение широта / долгота, '	1,774/1,762	3,552/3,528	5,332/5,296	8,884/8,824	10,658/10,587

Графики зависимости расчетной широты от времени, а также соответствующих границ областей неопределенности представлены на рисунке.

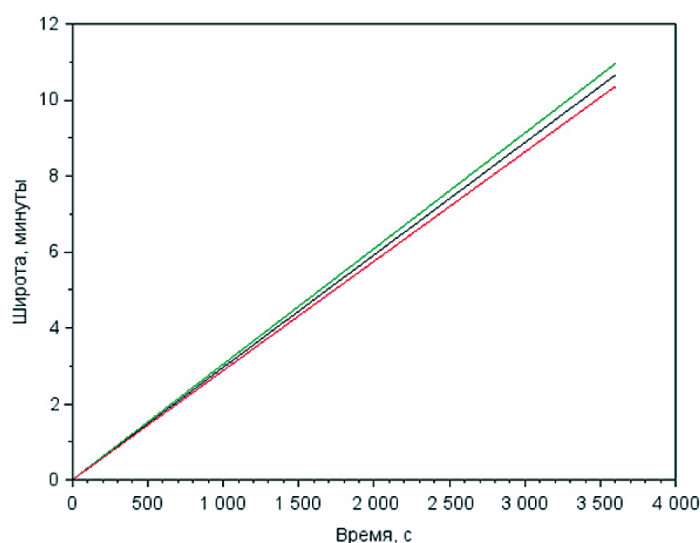


График зависимости широты от времени

Верхняя кривая ограничивает область неопределенности широты сверху, нижняя — снизу, средняя линия соответствует значению, рассчитанному по формуле из выражений (6). Если значение широты, генерируемое ЭКНИС в режиме счисления, выходит за границы указанной области неопределенности, то тест считается не пройденным. Аналогичный график может быть выполнен и для долготы судна. Более того, представляется возможным построить график движения судна в горизонтальной плоскости (например, широты от долготы), что позволит наглядно оценивать динамику развития области неопределенности, в которой находится судно при использовании счисления в качестве метода определения своего местоположения.

Обсуждение (Discussion)

Результаты тестирования ЭКНИС, представленные в табличном виде, показывают, что в данном тест-сценарии рассматриваемая ЭКНИС успешно проходит тестирование в части обеспечения

навигационной информации, касающейся определения координат места судна в режиме счисления. Значения широты и долготы, генерируемые ЭКНИС, находятся внутри промежутков неопределенности, рассчитанных аналитическим путем. Сравнение было выполнено для дискретных моментов времени, для которых определялись значения координат в ЭКНИС. По крайней мере, для указанных моментов тест считается пройденным.

Приведенная таблица содержит также рассчитанные по формулам (6) значения координат, которые равны средним значениям между верхними и нижними оценками промежутков неопределенности. Как видно из таблицы, для моментов времени 10 мин и 20 мин значения, выдаваемые ЭКНИС, находятся ближе к нижней границе области неопределенности, для моментов времени 30 мин и 50 мин — ближе к верхней границе. Для конца промежутка времени плавания (60 мин) значения также меньше среднего, т. е. ближе к нижней границе неопределенности. Следует отметить, что указанные отклонения от среднего наблюдаются, как правило, в третьем знаке дробной части. С учетом этого, а также того, что данные в таблице представлены в округленном виде, они вряд ли могут рассматриваться как значительные. Тем не менее существующие отличия указывают на то, что расчет счислимых координат в рассматриваемой ЭКНИС не ведется в точности по формулам (6).

Существенным ограничением данного метода тестирования режима счисления в ЭКНИС является то, что он не учитывает погрешности, возникающие в ходе вычислений, точнее — погрешности округлений. В любом случае расчеты по формулам (6) связаны с округлениями величин. Рассмотрим, например, формулу расчета широты. Если допустить, что $\min|\varphi| = 0$, то $q_{\max} = 1$, и числитель $q_{\max} V_N t = V_N t$ по меньшей мере для целочисленных значений скорости и времени представляется точным числом. При делении его на $(a + h)(1 - e^2)$ нет гарантии, что в результате будет получено число, полностью помещающееся в разрядной сетке компьютера, т. е. возможны погрешности округления. Расчетное значение широты используется для определения долготы, поэтому последнее также будет в общем случае подвержено влиянию ошибок округления. Более того, указанное является справедливым также для оценок точности A_φ, A_λ . Ошибки округления увеличивают области неопределенности координат, но если тестируемая ЭКНИС (или другая навигационная система) выдает значения, попадающие в области неопределенности без учета округлений (подтверждено в рассмотренном примере), то данный результат считается положительным. При этом без оценки погрешностей округлений можно всегда сослаться на них, если решение тестируемой системы выходит за границы области неопределенности.

Заключение (Conclusion)

Проведенное исследование показало возможность использования аппарата интервальной математики для тестирования навигационных систем, вырабатывающих параметры в виде счислимых координат. На примере реальной ЭКНИС выполнена практическая реализация предлагаемого алгоритма. Оценка не базируется на теории вероятности, она имеет детерминированный характер, позволяющий точно определить, находится судно в точке или нет. В связи с этим отсутствует необходимость в обосновании выбора закона распределения и его параметров, что не всегда просто сделать при вероятностном подходе. Следует отметить, что алгоритм не производит оценку точности счисления в условиях влияния ошибок исходных данных (инструментальных, влияние внешних факторов), а только рассчитывает координаты в виде оценок их границ, в пределах которых гарантированно может находиться судно (пока без учета ошибок округления). Иными словами, определен метод решения дифференциальных уравнений счисления на эллипсоиде с оценкой ошибок, возникающих в результате его применения, что позволяет получить области неопределенности координат. Параметры предлагаемого метода не зависят от технических средств, при помощи которых ведется счисление, и параметров конкретного судна.

В качестве направлений дальнейшего исследования первоочередной задачей является доработка предлагаемого метода в плане учета ошибок округления, возникающих при расчете оценок координат и их предельных ошибок. Только после подобной доработки можно давать гарантированную оценку границ области неопределенности местоположения и делать вывод о применимо-

сти метода для тестирования навигационного оборудования. Также перспективным представляется направление, связанное с разработкой полноценной процедуры проверки работоспособности ЭКНИС, включающей тестовые сценарии, а также доработанный с учетом погрешностей округления метод. Указанная процедура может быть включена в текст стандарта МЭК, устанавливающего требования к ЭКНИС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каврайский А. В. Алгоритмы точного решения прямой и обратной навигационных задач / В. А. Каврайский // Навигация и гидрография. — 2002. — № 14. — С. 126–136.
2. Пантелеев Н. Ф. Счисление геодезических координат B , L , h для объектов, движущихся по поверхности Земли / Н. Ф. Пантелеев, В. В. Кузнецов, А. Г. Глазков, А. А. Власова // Труды ФГУП «НПЦАП». Системы и приборы управления. — 2010. — № 1. — С. 69–72.
3. Соколов А. Ю. Методы оценивания течений в задаче автономного навигационного счисления / А. Ю. Соколов, А. В. Моторин // Подводные исследования и робототехника. — 2021. — № 1 (35). — С. 41–50. DOI: 10.37102/1992-4429_2021_35_01_04.
4. Голован А. А. Метод анализа влияния погрешностей гироскопического канала бесплатформенной инерциальной навигационной системы на погрешности инерциального счисления / А. А. Голован, В. Ю. Мишин, А. В. Молчанов, М. В. Чиркин // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. — 2021. — Т. 4. — № 4. — С. 130–141. DOI: 10.31857/S0002338821040041.
5. Кикин И. С. Автономная коррекция одноканальной системы инерциального управления / И. С. Кикин // Вестник компьютерных и информационных технологий. — 2020. — Т. 17. — № 11 (197). — С. 3–12. DOI: 10.14489/vkit.2020.11. pp.003-012.
6. Бабиченко А. В. К вопросу обеспечения точности математического моделирования бесплатформенных инерциальных систем / А. В. Бабиченко, А. В. Некрасов, Н. В. Бородаев, О. А. Бородаева // Автоматизация. Современные технологии. — 2021. — Т. 75. — № 3. — С. 126–135.
7. Skulstad R. Dead reckoning of dynamically positioned ships: Using an efficient recurrent neural network / R. Skulstad, G. Li, T. I. Fossen, B. Vik, H. Zhang // IEEE Robotics & Automation Magazine. — 2019. — Vol. 26. — Is. 3. — Pp. 39–51. DOI: 10.1109/MRA.2019.2918125.
8. Sokolov A. Estimation of log dead reckoning error induced by tidal currents / A. Sokolov, A. Motorin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — IOP Publishing, 2020. — Vol. 984. — No. 1. — Pp. 012008. DOI: 10.1088/1757-899X/984/1/012008.
9. Qiu B. Development of hybrid neural network and current forecasting model based dead reckoning method for accurate prediction of underwater glider position / B. Qiu, M. Wang, H. Li, L. Ma, X. Li, Z. Zhu, F. Zhou // Ocean Engineering. — 2023. — Vol. 285. — Pp. 115486. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115486.
10. Михальский В. А. Метрология в кораблевождении и решение задач навигации: моногр. / В. А. Михальский, В. А. Катенин. — СПб.: Элмор, 2009. — 288 с.
11. Дерябин В. В. Оценка погрешности метода счисления долготы судна / В. В. Дерябин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 3. — С. 430–438. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-430-438.
12. Дерябин В. В. Оценка погрешности метода счисления широты судна / В. В. Дерябин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 6. — С. 1159–1167. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1159-1167.
13. Бромберг П. В. Теория инерциальных систем навигации: моногр. / П. В. Бромберг. — М.: Наука, 1979. — 294 с.

REFERENCES

1. Kavraisky, A. V. "Algorithms for Precise Solution of the Direct and Inverse Navigation Problems." *Navigation and hydrography* 14 (2002): 126–136.
2. Panteleev, N. F. V. V. Kuznetsov, A. G. Glazkov, and A. A. Vlasova. "Schislenie geodezicheskikh koordinat B , L , h dlya ob"ektov, dvizhushchikhsya po poverkhnosti Zemli." *Trudy FGUP "NPTsAP". Sistemy i pribory upravleniya* 1 (2010): 69–72.

3. Sokolov, A. U., and A. V. Motorin. "Sea currents estimation methods for the dead reckoning." *Underwater Investigations and Robotics* 1(35) (2021): 41–50. DOI: 10.37102/1992-4429_2021_35_01_04.
4. Golovan, A. A., V. Y. Mishin, M. V. Chirkin, and A. V. Molchanov. "Method for analyzing the influence of the errors induced by the gyroscopic channel of a strapdown ins in the autonomous mode." *Journal of Computer and Systems Sciences International* 60.4 (2021): 627–638. DOI: 10.1134/S1064230721040043.
5. Kikin, I.S. "Autonomous correction of a single-channel inertial control system." *Herald of computer and information technologies* 17.11(197) (2020): 3–12. DOI: 10.14489/vkit.2020.11.pp.003-012.
6. Babichenko, A. V., A. V. Nekrasov, N. V. Borodaev, and O. A. Borodaeva. "On the issue of the accuracy ensuring of mathematical modeling of without platform inertial systems." *Avtomatizatsiya. Sovremennye tekhnologii* 75.3 (2021): 126–135.
7. Skulstad, Robert, Robert Skulstad, Guoyuan Li, Thor I. Fossen, Bjornar Vik, and Houxiang Zhang. "Dead reckoning of dynamically positioned ships: Using an efficient recurrent neural network." *IEEE Robotics & Automation Magazine* 26.3 (2019): 39–51. DOI: 10.1109/MRA.2019.2918125.
8. Sokolov, A., and A. Motorin. "Estimation of log dead reckoning error induced by tidal currents." *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 984. No. 1. IOP Publishing, 2020. DOI: 10.1088/1757-899X/984/1/012008.
9. Qiu, Baochun, Maofa Wang, Houwei Li, Li Ma, Xiuquan Li, Zefei Zhu, and Fan Zhou. "Development of hybrid neural network and current forecasting model based dead reckoning method for accurate prediction of underwater glider position." *Ocean Engineering* 285 (2023): 115486. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115486.
10. Mikhal'skii, V. A., and V. A. Katenin. *Metrologiya v korablevozhdenii i reshenie zadach navigatsii*. SPb.: Elmor, 2009.
11. Deryabin, Victor V. "The assessment of the vessel's longitude dead reckoning method error." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.3 (2019): 430–438. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-3-430-438.
12. Deryabin, Victor V. "Assessment of a method error of dead reckoning of a vessel's latitude." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.6 (2017): 1159–1167. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1159-1167.
13. Bromberg, P. V. *Teoriya inertsial'nykh sistem navigatsii*. M.: Nauka, 1979.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Дерябин Виктор Владимирович —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: gmavitder@mail.ru, deryabinvv@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Deryabin, Victor 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: gmavitder@mail.ru, deryabinvv@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 мая 2024 г.
Received: May 15, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-493-506

USE OF NEURAL NETWORKS FOR SAFE COLLISION AVOIDANCE FOR GROUPS OF AUTONOMOUS VESSELS

O. Y. Tripolets

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

This article analyzes and compares the effectiveness of two algorithms for collision avoidance in groups of autonomous vessels: one based on geometric analysis of vessel approach and cost function minimization for calculating a safe maneuver (traditional algorithm), and an algorithm utilizing a neural network. Both algorithms assume external control of a group of vessels within a specific area using a vessel traffic management system and coordinated maneuvering of dangerously approaching vessels. Descriptions of these algorithms are provided along with their simplified block diagrams; to solve the task of safely maneuvering a group of vessels, a sequential analysis of all possible vessel pairs in the group and changes in their courses is proposed. The process of creating three test datasets is described, two of which were generated using a program and included 100 scenarios each, while the third was manually composed and included 30 scenarios for different vessel group approach variations. During the testing of the neural network algorithm, two neural networks trained to predict safe courses for vessel pairs were utilized. The neural network used in the algorithm, trained on 743671 samples, allowed the processing of test vessel approach scenarios with an accuracy comparable to the traditional algorithm. Depending on the number of dangerously approaching vessels in the area, the neural network algorithm processed test scenarios 2–14 times faster than the traditional algorithm. The paper highlights the limitations of the described algorithms and outlines planned improvements for subsequent research, including the optimization of the safe maneuver selection methodology and further training of the neural network on larger data volumes.

Keywords: collision avoidance, coordinated maneuvering, neural networks, MATLAB, autonomous shipping, group maneuvering, maneuvers calculation, neural network algorithm.

For citation:

Tripolets, Oleg Y. "Use of neural networks for safe collision avoidance for groups of autonomous vessels." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 16.4 (2024): 493–506. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-493-506.

УДК 656.61.052

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ БЕЗОПАСНОГО РАСХОЖДЕНИЯ ГРУППЫ АВТОНОМНЫХ СУДОВ

О. Ю. Триполец

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

В статье проанализирована эффективность использования нейронных сетей для решения задачи безопасного расхождения группы автономных судов в море. Выполнено сравнение эффективности двух алгоритмов расхождения групп автономных судов: традиционного (на основе геометрического анализа сближения судов и минимизации функции стоимости для вычисления безопасного манёвра) и алгоритма с нейронной сетью. Оба алгоритма предполагают внешнее управление группой судов в определенной акватории с помощью системы управления движением судов и совместное маневрирование опасно сближающихся судов. Приведено описание этих алгоритмов и даны их упрощенные блок-схемы. Для решения задачи безопасного расхождения группы судов предлагается выполнять последовательный анализ всех возможных пар судов в группе и изменение их курсов. Выполнено описание процесса создания трех тестовых наборов данных, два из которых составлены с помощью программы и включали по 100 сценариев, третий, составленный человеком, и включал по 30 сценариев для разных вариантов сближения групп судов. В ходе тестирования нейросетевого алгоритма были использованы две нейронные сети, обученные прогнозированию безопасных курсов для пар судов. Используемая в алгоритме нейронная сеть, обученная на 743 671 образце,

позволила обработать тестовые сценарии сближения судов с точностью, сравнимой с традиционным алгоритмом. В зависимости от количества опасно сближающихся судов в акватории алгоритм с нейронной сетью справился с обработкой тестовых сценариев в 2–14 раз быстрее, чем традиционный. В работе отмечаются ограничения описанных алгоритмов, а также планируемые улучшения для последующих исследований, среди которых оптимизация методики выбора безопасных маневров, а также дообучение нейронной сети на основе более значительных объемов данных.

Ключевые слова: предотвращение столкновений, совместное маневрирование, нейронные сети, MATLAB, автономное судоходство, расхождение группы судов, расчет маневров, нейросетевой алгоритм.

Для цитирования:

Триполец О. Ю. Использование нейронных сетей для решения задачи безопасного расхождения группы автономных судов / О. Ю. Триполец // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 493–506. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-493-506.

Введение (Introduction)

Разработка и внедрение беспилотных судов являются объектом пристального внимания исследователей [1]. В настоящее время Международная Морская Организация (ИМО) активно разрабатывает нормативно-правовую базу для регулирования эксплуатации морских автономных надводных судов (МАНС). На проводимых ИМО симпозиумах обсуждаются новейшие технологические достижения в области МАНС, возможности коммерциализации автономного судоходства и адаптация портов к этим технологиям [2]. К 2025 г. планируется принятие Кодекса МАНС в качестве рекомендательного (Maritime Autonomous Surface Ships Code — MASS Code), а к 2028 г. его положения станут обязательными. Этот кодекс будет регламентировать вопросы безопасной эксплуатации автономных судов и обеспечивать стандарты для предотвращения столкновений [3].

Для полноценного внедрения автономных судов в эксплуатацию необходимо решить ряд задач, включая обеспечение их безопасного расхождения в море. Множество исследований направлено на поиск решений этой проблемы [4]. В работах [5]–[7] рассматривается безопасное маневрирование автономных судов, их расхождение со статическими и динамическими препятствиями, а также с группами судов, однако они сосредоточены на расчете маневров или динамической перепланировке маршрута только для одного судна.

В исследованиях [8], [9] рассматривается вопрос безопасного расхождения групп автономных судов на основе их коллективного маневрирования. Работа [10] посвящена решению задачи группового маневрирования между автономными и традиционными судами с использованием многосудовой кооперативной сети и модели кооперативной игры, а также с помощью обобщенного алгоритма взаимных скоростных препятствий (Generalised Reciprocal Velocity Obstacle (GRVO) Algorithm). В исследованиях [11], [12] предлагается геометрическая интерпретация решения задачи расхождения группы судов (как автономных, так и традиционных) на акватории с интенсивным трафиком, при этом моделируются ситуации типа «судно – группа судов» и выполняется анализ возможных намерений других участников движения. В работах [13], [14] используется минимизация функции стоимости для расчета оптимального маневра расхождения агента со статическими и динамическими препятствиями. В работе [15] отмечаются достоинства внешнего управления судами через систему управления движением судов (СУДС) и перспективы его применения для предотвращения столкновений пар опасно сближающихся судов, особенно в районах плавания с интенсивным движением. Исследования [16], [17] показывают, что использование нейронных сетей (далее — НС) имеет ряд преимуществ по сравнению с применением традиционных алгоритмов в различных областях, в том числе при их использовании в морских системах предотвращения столкновений. В работе [18] отмечается, что интеграция нейронных сетей и нечеткой логики может значительно повысить безопасность морского движения за счет улучшения систем предотвращения столкновений.

В настоящей статье описываются алгоритмы предотвращения столкновений для группы автономных судов с перспективы СУДС, т. е. внешнего оператора, регулирующего движение в опре-

деленной акватории. Для прогнозирования маневров расхождения в ситуациях опасного сближения группы судов используются и сравниваются два алгоритма: на основе геометрического анализа сближения судов и минимизации функции стоимости (далее — традиционный алгоритм), и на основе нейронной сети (далее — алгоритм с НС).

Целью настоящего исследования является анализ и оценка эффективности этих алгоритмов в определении безопасных маневров расхождения групп автономных судов.

Задачи данного исследования:

1. Описать «традиционный» и «нейросетевой» алгоритмы вычисления новых курсов для совместного безопасного маневрирования групп автономных судов на основе минимизации функции стоимости и на основе использования нейронной сети.
2. Написать скрипт в программной среде MATLAB, позволяющий рассчитать безопасные курсы для расхождения групп автономных судов, для каждого из алгоритмов.
3. Провести тестирование и сравнить быстродействие и эффективность алгоритмов.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Описание алгоритма расхождения группы судов на основе минимизации функции стоимости. В одной из работ автора [19] представлен подход к решению проблемы расхождения двух безэкипажных судов на основе геометрического анализа сближения судов и минимизации функции стоимости, а также описан скрипт, написанный в компьютерной среде MATLAB, позволяющий вычислять маневры для предотвращения столкновения двух судов. Этот скрипт анализирует информацию об опасно сближающихся судах и определяет наиболее подходящие изменения их скоростей и / или курсов путем минимизации функции стоимости (Cost Function) для обеспечения расхождения на заданной дистанции. Проведенные в программной среде MATLAB симуляции показали эффективность алгоритма при вычислении безопасных маневров. В настоящем исследовании указанный ранее подход был усовершенствован для возможности вычисления безопасных курсов для группы опасно сближающихся судов. Далее в статье будем называть этот подход и соответствующий ему алгоритм «традиционными». При наличии в одной акватории более двух судов маневрирование только одного или двух из них может привести к новым ситуациям опасного сближения, поэтому, согласно данному подходу, предполагается, что все суда, участвующие в опасном сближении, будут изменять свои курсы для безопасного расхождения. Так же, как и в работе [19], алгоритм, описанный в данной статье, позволяет вычислять новые курсы для пар судов, однако их скорости остаются неизменными.

Упрощенная блок-схема традиционного алгоритма расхождения группы судов представлена на рис. 1. Ситуацию сближения n судов в одной акватории настоящий алгоритм будет обрабатывать следующим образом: данные о всех судах в акватории собираются в матрицу T , количество столбцов N в которой равно количеству судов, а каждый столбец содержит x - и y -координаты каждого судна, их курсы и скорости. Матрица T разделяется на подмассивы X_i :

$$X_i := \begin{pmatrix} x_i & x_i & x_i \\ y_i & y_i & y_i \\ v_i & v_i & v_i \\ K_i & K_i & K_i \\ x_{i+1} & x_{i+2} & x_n \\ y_{i+1} & y_{i+2} & y_n \\ v_{i+1} & v_{i+2} & v_n \\ K_{i+1} & K_{i+2} & K_n \end{pmatrix},$$

где i — номер судна, с которым образуются все возможные пары в данной ситуации сближения;
 n — общее количество судов в акватории.

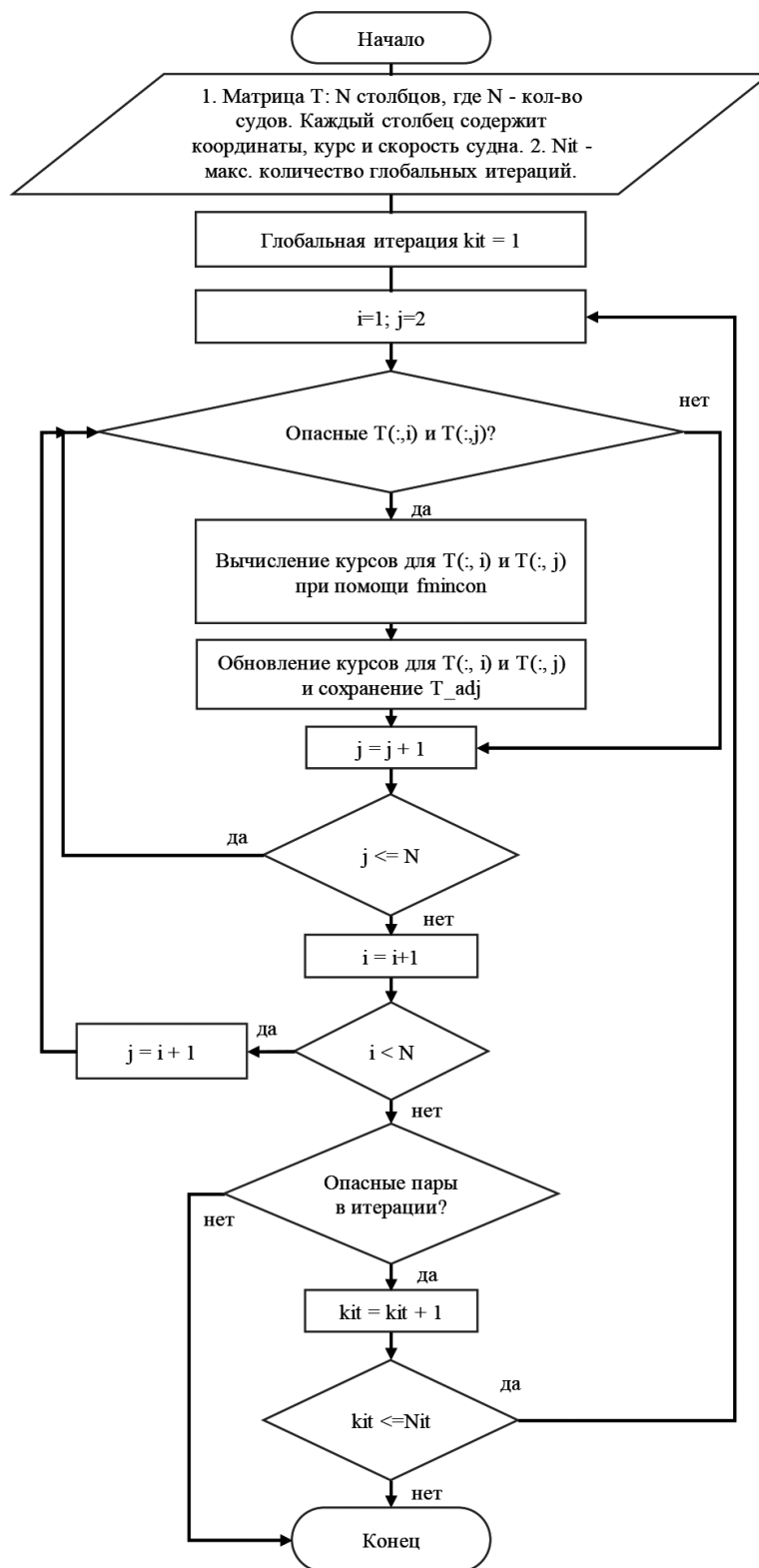


Рис. 1. Упрощенная блок-схема традиционного алгоритма расхождения группы судов

Принцип составления пар в X_i следующий: для судна с индексом i пары будут сформированы со всеми судами, чьи индексы больше i . Таким образом, в X_1 будут находиться данные о парах судов: 1-2, 1-3, ..., 1- n ; в X_2 - 2-3, 2-4, ..., 2- n и так до X_{n-1} . Если в матрице T присутствует четыре судна, то судно № 3 сформирует пару с судном № 4, при этом с судном № 4 пар сформировано

не будет, так как все возможные пары с его участием уже созданы. Данный метод образования пар позволяет рассмотреть каждую пару судов только один раз, исключая повторение и формирование пары одного судна с самим собой.

Основной цикл традиционного алгоритма, максимальное количество итераций N_{it} в котором настраивается пользователем, поочередно обрабатывает матрицы X_i , в каждой из которых производится последовательный попарный расчет дистанции кратчайшего сближения (далее — CPA (Closest Point of Approach)) и времени до CPA (далее — TCPA (Time to Closest Point of Approach)) для всех пар судов. Если в какой-либо паре присутствует опасность столкновения ($CPA < SD$ и $TCPA < D_{TCPA}$), то начинается поиск маневра расхождения, который позволит данной паре судов разойтись на установленной дистанции. Если опасности столкновения для данной пары не существует, то алгоритм переходит к следующей паре. Все вычисленные маневры (изменения курсов) после обработки каждой матрицы X_i применяются к соответствующим судам в матрице T_{adj} , после чего следующая X_i формируется из измененной T_{adj} .

Таким образом обрабатываются все матрицы X_i . После этого создается временная копия матрицы T_{adj} — T_{adj_check} , используемая для финальной проверки безопасности сближения судов. Так же, как и в теле основного цикла, формируются матрицы X_i , и каждая пара судов проверяется на наличие опасности столкновения. При обнаружении опасного сближения в одной из пар в алгоритме запускается тело основного цикла повторно до того, как будет достигнуто максимальное количество итераций. Если среди пар судов не было найдено тех, которые сближаются опасно, алгоритм завершает работу, и пользователь получает матрицу T_{adj} , содержащую решенную ситуацию сближения группы судов в определенной акватории, в которой суда из изначальной матрицы T изменили свои курсы и не имеют опасности столкновения в ближайшие 15 мин.

Описание алгоритма с нейронной сетью для расхождения группы судов. В опубликованном ранее исследовании автора [20] проанализирована эффективность использования нейронной сети для определения маневров расхождения двух судов. В ходе работы было обучено 11 нейронных сетей с различными параметрами, из которых выбрана сеть, позволяющая прогнозировать изменения курсов для расхождения на безопасной дистанции для пар судов с точностью 94,8 %.

Результаты тестирования показали, что при увеличении количества обрабатываемых опасно сближающихся судов до четырех и выше нейронная сеть затрачивает на прогнозирование маневра расхождения для пар судов в пять раз меньше времени, чем традиционный алгоритм. При этом с увеличением числа опасно сближающихся судов в акватории разрыв во времени обработки данных между нейронной сетью и алгоритмом увеличивается, что подтверждают целесообразность применения нейронных сетей при обработке больших массивов данных с парами опасно сближающихся судов. В данной работе предполагается, что нейронная сеть, используемая в алгоритме расхождения группы судов, позволит прогнозировать безопасные курсы для группы сближающихся на одной акватории судов быстрее, чем традиционный алгоритм.

Упрощенная блок-схема алгоритма с нейронной сетью для безопасного маневрирования группы судов приведена на рис. 2. Данные о всех судах в акватории собираются в матрицу T , количество столбцов N в которой равняется количеству судов. Затем так же, как и в описанном ранее алгоритме, из матрицы T формируются матрицы X_i (принцип формирования пар остается неизменным). Основным циклом алгоритма с нейронной сетью в случае обнаружения ситуации опасного сближения в матрицах X_i так же поочередно их обрабатывает и вся матрица X_i попарно передается нейронной сети, обученной обрабатывать массивы с данными о парах судов. Получая на вход матрицу X_i , НС дает на выходе матрицу новых курсов для всех пар из X_i . В соответствии с индексами новые курсы записываются в матрицы X_i и T_{adj} , и затем выполняется проверка CPA / TCPA. Если опасных ситуаций не обнаружено, алгоритм переходит к обработке следующей матрицы X_i , в ином случае нейросеть будет прогнозировать новые курсы до тех пор, пока все пары судов в X_i не станут сближаться безопасно либо не будет исчерпано максимальное количество внутренних итераций M_{it} .

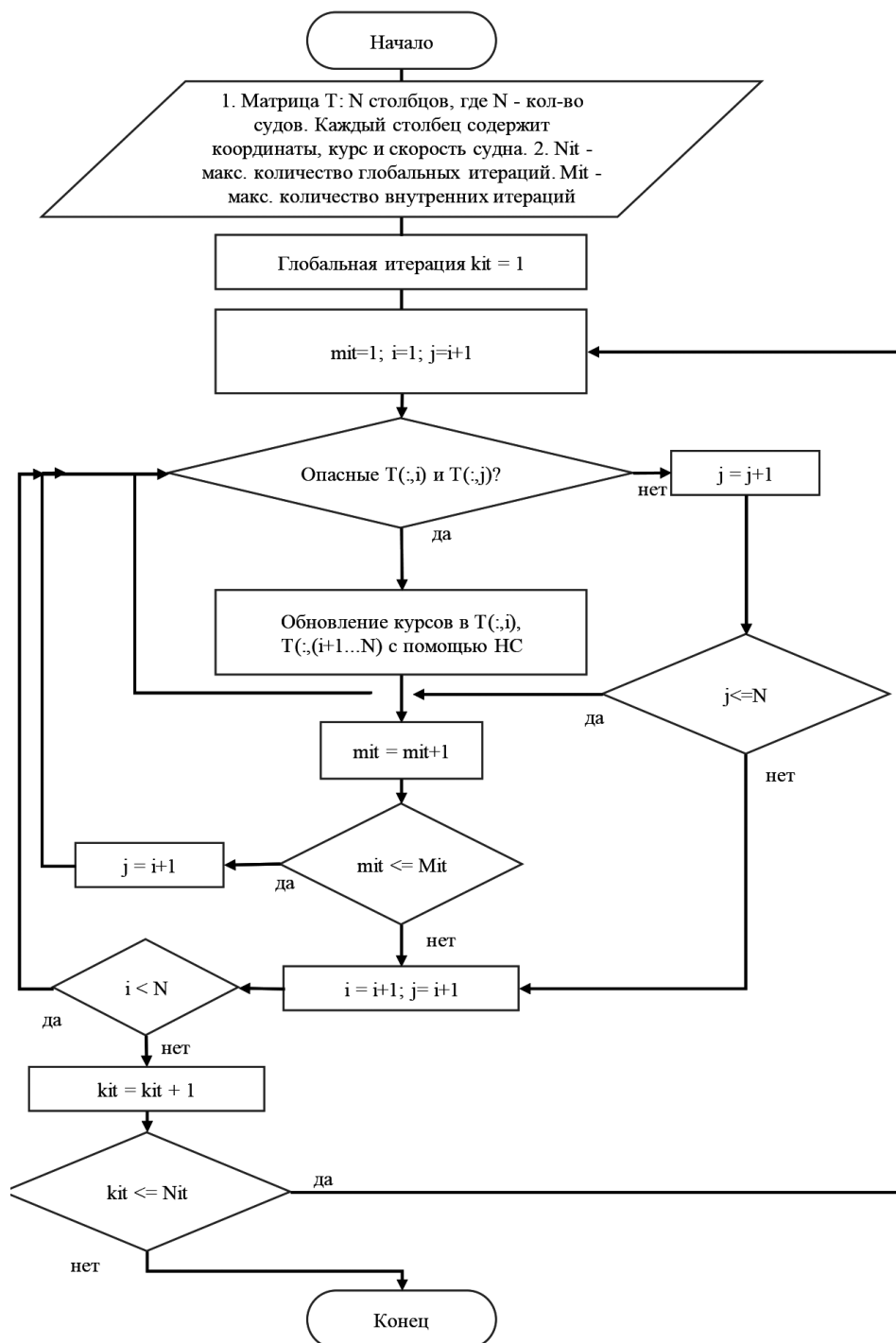


Рис. 2. Упрощенная блок-схема алгоритма с нейронной сетью для расхождения группы судов

После того как все X_i обработаны, выполняется повторная проверка всех СРА / ТСРА из обновленной T_{adj} . В случае обнаружения опасности столкновения будет запущена вторая «глобальная» итерация (максимальное количество глобальных итераций — N_{it}), т. е. снова будут созданы X_i , начиная с X_1 .

Нейронные сети, используемые для тестирования. Для тестирования алгоритма с нейронной сетью было решено использовать две нейронных сети с одинаковыми гиперпараметрами, однако обученными на разном количестве образцов. Первая нейронная сеть (далее — НС-1), была обучена на 563 435 образцах, которые содержали пары судов с СРА < 1 мили и ТСРА ≤ 30 мин. Эта НС в ре-

зультате тестирования показала точность 94,8 % при обработке 100 тыс. образцов тестовой выборки, т. е. рассчитала новые курсы для пар судов таким образом, что они сумели разойтись на дистанции от 0,8 до 1,2 мили. Обучение НС прогнозированию безопасного маневра для расхождения пар судов проводилось в программной среде MATLAB. Набор учебных данных был разделен на обучающую, валидационную и тестовую выборки в соотношении 70 %, 15 % и 15 % соответственно. Обучение НС производилось при помощи алгоритма оптимизации Левенберга – Марквардта. НС-1 имела три скрытых слоя (100, 50 и 25 нейронов в каждом скрытом слое соответственно). Скрытые слои имеют функцию активации Tansig, а выходной слой — Purelin. Формирование набора учебных данных, обучение НС и их тестирование подробнее описаны в [20]. Вторая нейронная сеть (НС-2) имела те же параметры, что и НС-1, однако была обучена на 743 671 образце, которые содержали пары судов с $CRA < 1$ мили и $TCRA \leq 15$ мин. В результате тестирования она показала точность 98,9 %. Предполагается, что НС-2 позволит вычислять новые курсы для групп опасно сближающихся судов с более высокими скоростью и точностью, так как ее прогнозируемые курсы с большей вероятностью будут приводить к безопасному расхождению, и алгоритму, соответственно, потребуется меньше глобальных итераций.

Результаты (Results)

Для тестирования описанных в исследовании алгоритмов расхождения групп судов были созданы три набора данных с различными характеристиками сближения судов.

Первый набор данных: несколько пар судов (от двух до тридцати), опасно сближающихся в одной акватории. Для ускорения процесса создания матриц, содержащих опасно сближающиеся пары судов на одной акватории, был разработан скрипт MATLAB. Сначала была сгенерирована матрица R , содержащая 600 тыс. пар опасно сближающихся судов (изначальная дистанция между которыми больше 3 миль). Алгоритм создания подобных выборок подробнее описан в предыдущих статьях автора. Затем скрипт создавал отдельные ситуации: в матрице T к паре опасно сближающихся судов i , взятой из матрицы R , добавлялась пара судов $i + 1$. Если изначальные дистанциями между всеми судами в матрице T оказывались более 3 миль, то скрипт сохранял данные этой пары в матрице T . В ином случае вместо пары $i + 1$ добавлялась пара $i + 2$ и выполнялся повторный анализ. Так матрицы T наполнялись заданным пользователем количеством пар опасно сближающихся судов. Таким образом было создано по 100 матриц T с ситуациями сближения от 2 до 30 пар судов в одной акватории. Каждый набор матриц T сохранялся в отдельной матрице K для быстрого доступа во время тестирования.

Второй набор данных также генерировался скриптом MATLAB, но создавалась всего одна ситуация опасного сближения, при том, что в акватории находились другие суда. Так были получены по 100 матриц T с как минимум одной опасно сближающейся парой в ситуациях, где в одной акватории находились от 3 до 50 судов.

Третий набор данных создавался вручную при помощи еще одного скрипта MATLAB, при этом пользователю открывается интерактивное «поле» размером 40×40 морских миль. Каждый первый клик по участку поля задает изначальные координаты судна, а каждый второй клик — длину и направление вектора (скорость и курс судна). Данные всех судов, созданных пользователем, записываются в матрицу T . Для каждого вида сближения судов (от двух троек до трех пятерок) были созданы по 30 сценариев (матриц T). По описанию видно, что суда сгруппированы таким образом, чтобы в одной акватории опасно сближались сразу тройки, четверки и пятерки судов. Были созданы различные сценарии, а именно: одновременное сближение на пересекающихся курсах, обгон, ситуации сближения на встречных курсах так, чтобы сразу группы по три, четыре или пять судов имели взаимные ситуации опасного сближения.

Тестирование производилось в программной среде MATLAB на одном компьютере последовательно (процессор Intel(R) Core (TM) i5-9300H 2,40 ГГц). Для фиксации времени, затраченного на вычисления, использовалась функция tic-toc. Вычисления производились следующим образом: оба описанных ранее в работе алгоритма последовательно обрабатывали матрицы K , каждая

из которых содержала совокупность сценариев сближения групп судов T . Время, затраченное алгоритмом на обработку каждой матрицы T , фиксировалось программой и затем усреднялось. В результате обработки из матрицы K была составлена матрица K_{adj} , содержащая матрицы T_{adj} , соответствующие изначально заданным матрицам T . Максимальное количество глобальных итераций для традиционного алгоритма и алгоритма с НС равнялось 50. Все обработанные матрицы T_{adj} были проанализированы на предмет наличия опасно сближающихся пар судов. Если хотя бы одна пара из всей группы судов в T_{adj} имела опасность столкновения, то весь сценарий помечался как *обработанный небезопасно*; если все пары судов имели $CRA > 0,8$ мили при $ТСРА \leq 15$ мин, то такой сценарий помечался как *обработанный безопасно*. Данные тестирования двух алгоритмов приведены в таблице.

Результаты тестирования алгоритмов расхождения группы судов

№ п/п.	Количество судов в ситуации сближения	Количество опасно сближающихся судов	Среднее время обработки одного сценария сближения группы судов алгоритмом			Отношение безопасно обработанных сценариев группы судов алгоритмом к их общему количеству		
			С НС-1, с	С НС-2, с	Традиционным алгоритмом, с	С НС-1, %	С НС-2, %	Традиционный алгоритм, %
Несколько пар опасно сближающихся судов								
1	4	2 пары	0,0415	0,018	0,098	100	100	100
2	6	3 пары	0,0704	0,037	0,1337	99	99	100
3	8	4 пары	0,0684	0,036	0,1806	99	100	100
4	10	5 пар	0,1021	0,049	0,2279	99	100	100
5	12	6 пар	0,0977	0,0625	0,2758	98	100	100
6	14	7 пар	0,1381	0,078	0,3409	99	99	100
7	16	8 пар	0,1514	0,089	0,3818	100	100	100
8	18	9 пар	0,1920	0,1357	0,4649	98	99	100
9	20	10 пар	0,2556	0,1364	0,5254	96	100	100
10	30	15 пар	0,4439	0,3308	0,9802	96	100	100
11	40	20 пар	0,8657	0,6419	2,0131	93	99	100
12	60	30 пар	2,5596	2,1776	4,504	59	91	100
Как минимум одна пара опасно сближающихся судов								
13	3	Как минимум 1 пара	0,0032	0,0092	0,0455	100	100	100
14	5	Как минимум 1 пара	0,0357	0,0161	0,0485	100	100	100
15	10	Как минимум 1 пара	0,0669	0,0295	0,0624	100	100	100
16	15	Как минимум 1 пара	0,0770	0,0576	0,0974	100	100	100
17	20	Как минимум 1 пара	0,1234	0,1012	0,1381	100	100	100
18	25	Как минимум 1 пара	0,2048	0,1508	0,2076	98	100	100
19	30	Как минимум 1 пара	0,3127	0,2115	0,2777	100	100	100

20	40	Как минимум 1 пара	0,6463	0,3423	0,3457	96	100	100
21	50	Как минимум 1 пара	1,0421	0,4927	0,5493	91	100	100
Ситуации, созданные вручную								
22	6	2 тройки	0,1218	0,0626	0,1717	87	97	100
23	9	3 тройки	0,1967	0,0557	0,4028	87	100	100
24	12	4 тройки	0,3015	0,1521	0,5220	84	94	100
25	15	5 троек	0,1749	0,0968	1,1702	93	100	100
26	8	2 четверки	0,2449	0,088	0,5161	83	97	100
27	12	3 четверки	0,2764	0,1459	0,6389	83	97	100
28	16	4 четверки	0,2881	0,1550	1,086	86	97	100
29	10	2 пятерки	0,1845	0,0758	1,057	90	100	100
30	15	3 пятерки	0,2828	0,194	1,060	73	97	100

Как видно из таблицы, традиционный алгоритм обработал все предложенные сценарии сближения таким образом, что в K_{adj} не осталось ни одного сценария, где группы судов имели бы опасные ситуации сближения.

Алгоритм с НС-1 показал следующие результаты: в сценариях с наличием в акватории до 40 судов и с минимум одной ситуацией опасного сближения алгоритм с НС-1 дает удовлетворительные результаты (более 96 % всех сценариев сближения обработаны таким образом, что все суда расходятся безопасно). В сценариях, в которых опасно сближаются пары судов, алгоритм с НС-1 показал себя удовлетворительно при увеличении количества судов до 40 (20 пар) — более 93 % безопасно обработанных сценариев. В сценариях, составленных вручную, на точность алгоритма с НС-1 можно полагаться с осторожностью (73–93 % безопасно обработанных сценариев). Кроме того, алгоритм с НС-1 показал неудовлетворительные результаты при обработке 30 пар опасно сближающихся судов.

Использование НС-2 в алгоритме, как и предполагалось, позволило увеличить точность и скорость вычислений: при обработке сценариев сближения до 50 судов с одной опасно сближающейся парой алгоритм с НС-2 показал результаты, идентичные традиционному алгоритму — 100 % безопасно обработанных сценариев. При обработке ситуаций, где опасно сближаются сразу 30 пар судов, алгоритм с НС-2 спрогнозировал безопасные курсы для всех судов в 91 % сценариев, что является наименее точным результатом. Для 20 и менее пар судов алгоритм с НС-2 показал точность, сравнимую с точностью традиционного алгоритма. В результаты обработки ситуаций, созданных вручную, алгоритм с НС-2 безопасно обработал 97–100 % ситуаций.

Сравнение быстродействия алгоритмов показало различные результаты для разных сценариев. Так, скорость обработки сценариев с большим количеством судов и всего одной опасно сближающейся парой для традиционного и алгоритмов с нейронными сетями оказалась практически одинаковой: некоторые сценарии традиционный алгоритм обрабатывал быстрее, чем алгоритм с НС-1, однако алгоритм с НС-2 затратил меньшее количество времени, чем алгоритм с НС-1 и традиционный. Сценарии с несколькими парами опасно сближающихся судов были обработаны алгоритмом с НС-1 в среднем в 2 раза быстрее, чем с использованием традиционного алгоритма, при этом алгоритм с НС-2 в среднем позволил тратить в 4 раза меньше времени по сравнению с использованием традиционного алгоритма на обработку подобных сценариев.

Ситуации, созданные вручную, были обработаны алгоритмом с НС-1 в 1,4–5,7 раза быстрее, чем с помощью традиционного алгоритма, при этом алгоритм с НС-2 справился с ними в 2,7–14,3 раза быстрее традиционного.

Для иллюстрации работы алгоритмов была создана ситуация, содержащая группу из 14 опасных сближающихся судов в одной акватории: двух, трех, четырех и пяти судов. Исходное состояние векторов движения судов показано на рис. 3, а, где также представлены изначальные курсы K и скорости судов V .

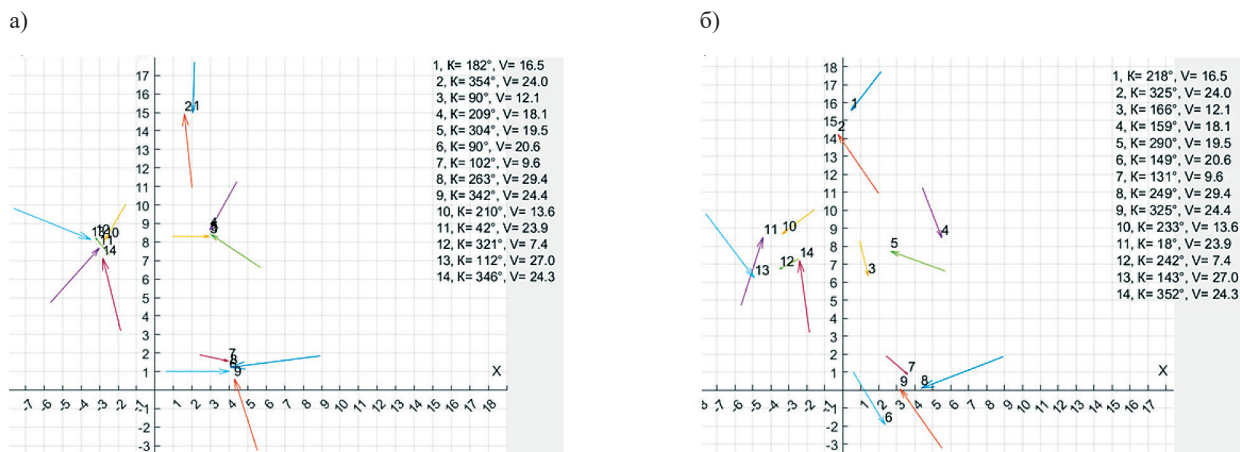


Рис. 3. Состояние векторов движения судов:

а — исходное (во всех группах существует опасность столкновения);

б — после обработки алгоритмом с НС-1

Эту группу судов алгоритм с НС-1 обработал за 0,34 с. Результат работы показан на рис. 3, б, где также видны новые курсы судов, спрогнозированные нейронной сетью. Наиболее опасная комбинация СРА / ТСРА в парах после обработки составила 0,83 мили и 10,6 мин, что является надежным показателем согласно принятым условиям. Эту же группу судов алгоритм с НС-2 обработал за 0,105 с. Наиболее опасная комбинация СРА / ТСРА в парах после обработки составила 0,87 мили и 9,9 мин. Результат работы алгоритма с НС-2 приведен на рис. 4, а.

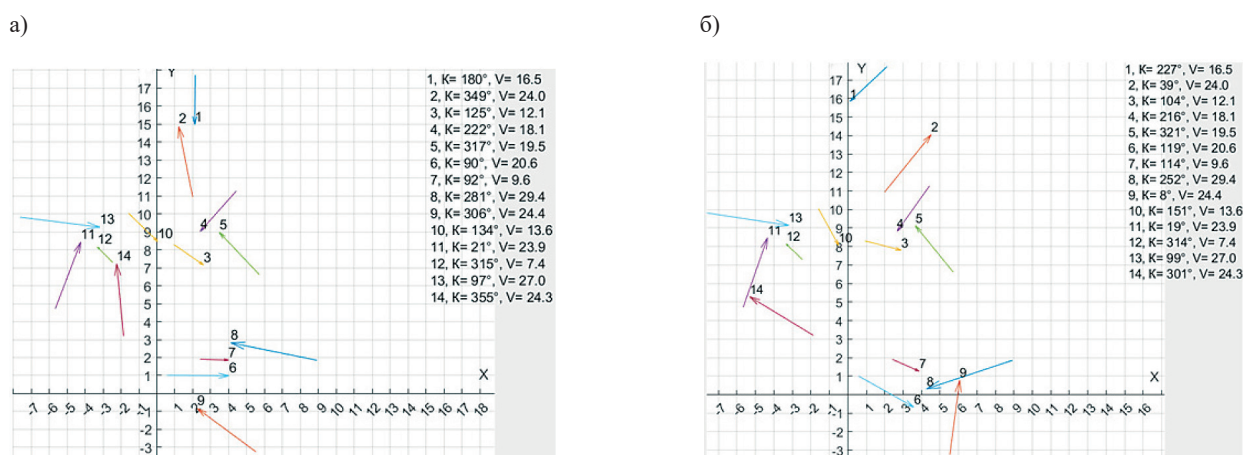


Рис. 4. Состояние векторов движения судов:

а — после обработки алгоритмом с НС-2;

б — после обработки традиционным алгоритмом

Традиционный алгоритм стоимости позволил успешно обработать данную группу судов за 6,5 с. Все суда в T_{adj} расходятся на дистанции как минимум в 1 милю. Результат работы традиционного алгоритма дан на рис. 4, б.

Заключение (Conclusion)

В работе описан подход к решению проблемы безопасного расхождения группы судов в одной акватории на основе попарного анализа всех участвующих в сближении судов и совместного маневрирования.

Выполнены следующие задачи исследования:

1. Описаны «традиционный» и «нейросетевой» алгоритмы вычисления новых курсов для совместного безопасного маневрирования групп автономных судов на основе минимизации функции стоимости и на основе использования нейронной сети.
2. Созданы скрипты в программной среде MATLAB, позволяющие реализовать рассмотренные алгоритмы расхождения групп автономных судов.
3. Проведено тестирование и сравнение быстродействия и эффективности алгоритмов.

В ходе тестирования нейросетевого алгоритма были использованы две нейронных сети, обученные с использованием разного количества образцов. Результаты тестирования показали, что использование в алгоритме НС-2 сети, обученной на 743 671 образце, позволяет находить безопасные курсы для расхождения групп судов с более высокой точностью и скоростью, а также возможность использования в алгоритме НС-1 сети, обученной на 563 435 образцах.

Результаты тестирования свидетельствуют о том, что традиционный алгоритм успешно справляется с тестовыми выборками данных, позволяя всем судам в группе расходиться на заданной пользователем дистанции (1 миля). Алгоритм с НС-1 в данном исследовании показал в основном ненадежные результаты, однако использование алгоритма НС-2 позволило достичь точности, сравнимой с традиционным алгоритмом: 91–100 % при обработке сценариев сближения до 50 судов; в ситуациях, созданных вручную, алгоритм с НС-2 обработал 97–100 % ситуаций безопасно. Нейросетевой алгоритм с НС-2 значительно превзошел традиционный алгоритм по скорости, обрабатывая сценарии в 2–14 раз быстрее в зависимости от количества одновременно опасно сближающихся судов.

Ограничения описанного алгоритма с НС и планируемые улучшения в дальнейших исследованиях заключаются в следующем:

1. После обработки группы судов в акватории алгоритмом с НС для всех участников движения будет спрогнозирован новый курс. Несмотря на то, что изменение курса может быть незначительным, при отсутствии ситуации опасного сближения оно излишне. Эту проблему планируется решить в процессе проведения дальнейших исследований с помощью дополнительного обучения нейронной сети на более крупных объемах данных, включающих также неопасно сближающиеся пары судов.

2. В данной работе не исследуется вопрос оптимальности маневров расхождения и некоторые изменения курсов, прогнозируемые НС, могут быть слишком резкими. На решение этой проблемы будут направлены дальнейшие исследования: планируется усовершенствовать алгоритм, а также дообучить нейронную сеть.

3. Данный алгоритм не позволяет судам маневрировать скоростью. Несмотря на то, что маневр курсом, согласно Международным правилам предотвращения столкновений судов в море (МППСС-72), является наиболее эффективным, замедление (или ускорение) может помочь избежать излишних резких поворотов. В процессе проведения дальнейших исследований планируется внедрить возможность прогнозирования нейронной сетью изменений скоростей, однако это потребует значительных вычислительных мощностей и больших объемов обучающих данных.

4. В настоящее время алгоритм с нейронной сетью не позволяет обрабатывать более шестидесяти опасно сближающихся судов на одной акватории с точностью в 100 %. Отношение безопасно обработанных сценариев, созданных пользователем, к их общему количеству алгоритмом с НС-2 сопоставимо с результатами традиционного алгоритма, однако не всегда составляет 100 %. Несмотря на низкую вероятность одновременного опасного сближения такого количества судов в одной акватории алгоритм с нейронной сетью в будущих исследованиях должен быть доработан с точки зрения улучшения методики выбора маневров для каждого судна для учета прогнозируемых

изменений параметров движения всех судов. Также с целью повышения точности и надежности нейронная сеть, используемая в алгоритме, должна быть дообучена на более масштабных обучающих выборках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Gu Y.* Autonomous vessels: state of the art and potential opportunities in logistics / Y. Gu, J. C. Goez, M. Guajardo, S. W. Wallace // *International Transactions in Operational Research*. — 2021. — Vol. 28. — Is. 4. — Pp. 1706–1739. DOI: 10.1111/itor.12785.
2. Symposium on “Making headway on the IMO MASS Code”. IMO [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/MeetingSummaries/Pages/Symposium-on-%CA%BA-Making-headway-on-the-IMO-MASS-Code%E2%80%9D.aspx> (Дата обращения 25.06.2024).
3. Autonomous shipping. IMO [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Autonomous-shipping.aspx> (Дата обращения 25.06.2024).
4. *Zhang X.* Collision-avoidance navigation systems for Maritime Autonomous Surface Ships: A state of the art survey / X. Zhang, C. Wang, L. Jiang, L. An, R. Yang // *Ocean Engineering*. — 2021. — Vol. 235. — Pp. 109380. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2021.109380.
5. *Kim D.* Development of ship collision avoidance system and sea trial test for autonomous ship / D. Kim, J. S. Kim, J. H. Kim, N. K. Im // *Ocean Engineering*. — 2022. — Vol. 266. — Pp. 113120. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2022.113120.
6. *Chun D. H.* Deep reinforcement learning-based collision avoidance for an autonomous ship / D. H. Chun, M. I. Roh, H. W. Lee, J. Ha, D. Yu // *Ocean Engineering*. — 2021. — Vol. 234. — Pp. 109216. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2021.109216.
7. *Hu Y.* A real-time collision avoidance system for autonomous surface vessel using fuzzy logic / Y. Hu, X. Meng, Q. Zhang, G. K. Park // *IEEE Access*. — 2020. — Vol. 8. — Pp. 108835–108846. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3001626.
8. *Смоленцев С. В.* Кооперативное маневрирование безэкипажных судов для безопасного расхождения в море / С. В. Смоленцев, А. Е. Сазонов, Ю. М. Искандеров // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2018. — Т. 10. — № 4. — С. 687–695. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-687-695.
9. *Смоленцев С. В.* Значение контекста в задаче кооперативного маневрирования безэкипажных судов / С. В. Смоленцев, А. Е. Сазонов, А. Е. Пелевин // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2020. — Т. 12. — № 2. — С. 221–229. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-221-229.
10. *Wang S.* A collaborative collision avoidance strategy for autonomous ships under mixed scenarios / S. Wang, Y. Zhang, F. Song, W. Mao // *The Journal of Navigation*. — 2023. — Vol. 76. — Is. 2–3. — Pp. 200–224. DOI: 10.1017/S0373463323000012.
11. *Артемов А. В.* Численное исследование задачи безопасного расхождения групп морских автономных надводных судов / А. В. Артемов, В. А. Петров, В. М. Гриняк // *Территория новых возможностей. Вестник Владивостокского государственного университета экономики и сервиса*. — 2023. — Т. 15. — № 3 (67). — С. 104–119. DOI: 10.24866/VVSU/2949-1258/2023-3/104-119.
12. *Артемов А. В.* Имитационное моделирование безопасного расхождения групп морских судов / А. В. Артемов, В. М. Гриняк, А. С. Девятисильный, В. А. Петров // *Моделирование, оптимизация и информационные технологии*. — 2023. — Т. 11. — № 3 (42). — С. 25–26. DOI: 10.26102/2310-6018/2023.42.3.011.
13. *Li M.* A novel cost function for decision-making strategies in automotive collision avoidance systems / M. Li, F. Straub, M. Kunert, R. Henze, F. Küçükay // *2018 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*. — IEEE, 2018. — Pp. 1–8. DOI: 10.1109/ICVES.2018.8519591.
14. *Liu C.* Optimisation based control framework for autonomous vehicles: Algorithm and experiment / C. Liu, W. H. Chen, J. Andrews // *2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. — IEEE, 2010. — Pp. 1030–1035. DOI: 10.1109/ICMA.2010.5588100.
15. *Бурмака И. А.* Управление парой судов в ситуации опасного сближения / И. А. Бурмака, Г. Е. Калининченко, М. А. Кулаков // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2016. — № 3 (37). — С. 64–70. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-7-3-64-70.

16. Головинов А. О. Преимущества нейронных сетей перед традиционными алгоритмами / А. О. Головинов, Е. Н. Климова // Экспериментальные и теоретические исследования в современной науке: сб. статей по материалам V междунар. науч.-практ. конф. — Новосибирск: Ассоциация научных сотрудников «Сибирская академическая книга», 2017. — С. 11–15.

17. Кононова Н. В. Преимущества нейронных сетей / Н. В. Кононова, Т. И. Авдеева, П. Е. Обласов, И. В. Григорьева // Актуальные проблемы информатизации образования: опыт, проблемы, перспективы развития: сб. материалов междунар. науч.-практ. конф. — Черкесск: Библиотечно-издательский центр Северо-Кавказской государственной академии, 2020. — С. 91–93.

18. Ahn J. H. A study on the collision avoidance of a ship using neural networks and fuzzy logic / J. H. Ahn, K. P. Rhee, Y. J. You // *Applied Ocean Research*. — 2012. — Vol. 37. — Pp. 162–173. DOI: 10.1016/j.apor.2012.05.008.

19. Триполец О. Ю. Расчет маневра расхождения двух безэкипажных судов путем минимизации функции стоимости в компьютерной среде MATLAB / О. Ю. Триполец // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 5. — С. 876–884. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-876-884.

20. Триполец О. Ю. Анализ эффективности применения нейронной сети в прогнозировании маневров расхождения двух судов / О. Ю. Триполец // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 2. — С. 251–258. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-2-251-258.

REFERENCES

1. Gu, Yewen, Julio Cesar Goetz, Mario Guajardo, and Stein W. Wallace. “Autonomous vessels: state of the art and potential opportunities in logistics.” *International Transactions in Operational Research* 28.4 (2021): 1706–1739. DOI: 10.1111/itor.12785.

2. Symposium on “Making headway on the IMO MASS Code”. IMO. Web. 25 June 2024 <<https://www.imo.org/en/MediaCentre/MeetingSummaries/Pages/Symposium-on-%CA%BA-Making-headway-on-the-IMO-MASS-Code%E2%80%9D.aspx>>.

3. Autonomous shipping. IMO. Web. 25 June 2024 <<https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Autonomous-shipping.aspx>>.

4. Zhang, Xinyu, Chengbo Wang, Lingling Jiang, Lanxuan An, and Rui Yang. “Collision-avoidance navigation systems for Maritime Autonomous Surface Ships: A state of the art survey.” *Ocean Engineering* 235 (2021): 109380. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2021.109380.

5. Kim, Donggyun, Jin-Soo Kim, Jung-Hyun Kim, and Nam-Kyun Im. “Development of ship collision avoidance system and sea trial test for autonomous ship.” *Ocean Engineering* 266 (2022): 113120. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2022.113120.

6. Chun, Do-Hyun, Myung-Il Roh, Hye-Won Lee, Jisang Ha, and Donghun Yu. “Deep reinforcement learning-based collision avoidance for an autonomous ship.” *Ocean Engineering* 234 (2021): 109216. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2021.109216.

7. Hu, Yancai, Xiangfei Meng, Qiang Zhang, and Gyei-Kark Park. “A real-time collision avoidance system for autonomous surface vessel using fuzzy logic.” *IEEE Access* 8 (2020): 108835–108846. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3001626.

8. Smolentsev, Sergey V., Anatolii E. Sazonov, and Yurii M. Iskanderov. “Cooperative maneuvering of unmanned ships for collision avoidance at sea.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.4 (2018): 687–695. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4-687-695.

9. Smolentsev, Sergey V., Anatolii E. Sazonov, and Alexander E. Pelevin. “The context importance in the problem of cooperative maneuvering of unmanned ships.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.2 (2020): 221–229. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-221-229.

10. Wang, Shaobo, Yingjun Zhang, Feifei Song, and Wengang Mao. “A collaborative collision avoidance strategy for autonomous ships under mixed scenarios.” *The Journal of Navigation* 76.2-3 (2023): 200–224. DOI: 10.1017/S0373463323000012.

11. Artemyev, A. V., V. A. Petrov, and V. M. Grinyak. “Numerical modelling of collision avoidance for marine autonomous vessels.” *The territory of new opportunities. The herald of Vladivostok State University* 15.3(67) (2023): 104–119. DOI: 10.24866/VVSU/2949-1258/2023-3/104-119.

12. Artemiev, A. V., V. M. Grinyak, A. S. Devyatisilnyi, and V. A. Petrov. "Collision avoidance modeling for a group of marine autonomous vessels." *Modeling, optimization and information technology* 11.3 (42) (2023): 25–26. DOI: 10.26102/2310-6018/2023.42.3.011.

13. Li, Mingkang, Fabian Straub, Martin Kunert, Roman Henze, and Ferit Küçükay. "A novel cost function for decision-making strategies in automotive collision avoidance systems." *2018 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*. IEEE, 2018. DOI: 10.1109/ICVES.2018.8519591.

14. Liu, Cunja, Wen-Hua Chen, and John Andrews. "Optimisation based control framework for autonomous vehicles: Algorithm and experiment." *2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. IEEE, 2010. DOI: 10.1109/ICMA.2010.5588100.

15. Burmaka, I.A., G. E. Kalinichenko, and M. A. Kulakov. "Management by pair of vessels in situation of dangerous rapprochement." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 3(37) (2016): 64–70. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-7-3-64-70.

16. Golovinov, A., and E. Klimova. "Advantages of neural networks before traditional algorithms." *Ekspertimetal'nye i teoreticheskie issledovaniya v sovremennoi nauke*. Novosibirsk: Assotsiatsiya nauchnykh sotrudnikov «Sibirskaya akademicheskaya kniga», 2017. 11–15.

17. Kononova, N. V., T. I. Avdeeva, P. E. Oblasov, and I. V. Grigorieva. "Advantages of neural networks." *Aktual'nye problemy informatizatsii obrazovaniya: opyt, problemy, perspektivy razvitiya*. Cherkessk: Bibliotechno-izdatel'skii tsentr Severo-Kavkazskoi gosudarstvennoi akademii, 2020. 91–93.

18. Ahn, Jin-Hyeong, Key-Pyo Rhee, and Young-Jun You. "A study on the collision avoidance of a ship using neural networks and fuzzy logic." *Applied Ocean Research* 37 (2012): 162–173. DOI: 10.1016/j.apor.2012.05.008.

19. Tripolets, Oleg Y. "Calculating a collision avoidance maneuver for two unmanned ships by minimizing a cost function in MATLAB." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.5 (2023): 876–884. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-876-884.

20. Tripolets, Oleg Y. "Analysis of the neural network application effectiveness in predicting collision avoidance maneuvers for two vessels." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.2 (2024): 251–258. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-2-251-258.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Триполец Олег Юрьевич — аспирант
Научный руководитель:
Дерябин Виктор Владимирович —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: tripolets.97@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Tripolets, Oleg Y. — Postgraduate
Supervisor:
Deryabin, Viktor 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: tripolets.97@mail.ru

Статья поступила в редакцию 7 августа 2024 г.

Received: August 7, 2024.

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-507-518

FORCED VIBRATIONS OF THE SHAFT LINE BASED ON THE MODEL OF A TWO-STAGE ROD WITH AN ELASTIC CONNECTION OF SECTIONS

S. N. Tsarenko¹, S. A. Zaitsev², A. S. Korzh³

¹ — Kamchatka State Technical University, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

² — Torsional and linear vibration testing laboratory of SP Zaitsev S. A., St. Petersburg, Russian Federation

³ — Research Geotechnological Center, Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

The paper considers a method for solving the problem of dynamics of forced vibrations of a shaft line based on a model of an equivalent elastic two-stage rod with a pliable connection of sections. The model is represented by a system of partial differential equations. The solution of the equations is obtained by the Fourier method for eigenfunctions orthogonal with weight. It is established that the presence of an elastic element at the junction of the sections does not affect the orthogonality of the eigenfunctions. The influence of the elastic coupling compliance coefficient on the natural frequency spectrum of the shaft line is estimated. The obtained forms of natural vibrations of an equivalent elastic two-stage rod are consistent in appearance with the corresponding forms known in the literature for a discrete model of a similar torsional circuit. A partial solution of the equations is found for the case of the action of the harmonic load on the engine and the averaged torque on the propeller. As an example, the dynamics of forced vibrations of the shaft line of a barge of the Sosnovka type is studied. The results of calculating the natural frequencies of the considered model are compared with the classical discrete mass method. The analysis of the obtained plots of the twisting angles and torques showed that the angles are satisfactorily approximated by the first proper oscillation shape, and for moments, high shapes must be taken into account. The comparison of the simulation results with the data of the torsiogram obtained under production testing conditions indicates the need for further development of the model. Further improvement of the torsional circuit, as well as a more detailed study of the nature of the operating loads, are considered as promising areas of research.

Keywords: shaft line, mathematical model, dynamic forces, torsional oscillations, distributed parameters, forced oscillations, natural frequency, torsiogram, Fourier method.

For citation:

Tsarenko, Sergei N., Sergei A. Zaitsev, and Aleksandr S. Korzh. "Forced vibrations of the shaft line based on the model of a two-stage rod with an elastic connection of sections." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 507–518. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-507-518.

УДК 539.3/.6:629.1

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛОПРОВОДА НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СТЕРЖНЯ С УПРУГИМ СОЕДИНЕНИЕМ УЧАСТКОВ

С. Н. Царенко¹, С. А. Зайцев², А. С. Корж³

¹ — Камчатский государственный технический университет, г. Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

² — Испытательная лаборатория крутильных и линейных колебаний ИП «Зайцев С. А.», г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

³ — Научно-исследовательский геотехнологический центр
Дальневосточного отделения Российской академии наук (НИГТЦ ДВО РАН),
г. Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

В работе рассмотрена методика решения задачи динамики вынужденных колебаний валопровода на основе модели эквивалентного упругого двухступенчатого стержня с податливым соединением участков, представленной в виде системы дифференциальных уравнений частных производных. Решение уравнений получено методом Фурье для собственных функций ортогональных с весом. Установлено, что наличие упругого элемента на стыке участков не влияет на ортогональность собственных функций. Выполнена оценка влияния коэффициента податливости упругой муфты на спектр собственных частот валопровода. Полученные формы собственных колебаний эквивалентного упругого двухступенчатого стержня по внешнему виду согласуются с соответствующими формами, известными в литературе для дискретной модели аналогичной крутильной схемы. Найдено частное решение уравнений для случая действия гармонической нагрузки на двигателе и усредненного момента на гребном винте. В качестве примера исследована динамика вынужденных колебаний валопровода баржи типа «Сосновка». Выполнено сравнение результатов расчета собственных частот рассматриваемой модели с классическим методом дискретных масс. Анализ полученных эпюр углов закручивания и крутящих моментов показал, что углы удовлетворительно аппроксимируются первой собственной формой колебаний, а для моментов требуется учет высоких форм. Сопоставление результатов моделирования с данными торсиограммы, полученной в условиях производственных испытаний, указывает на необходимость дальнейшего развития модели. В качестве перспективных направлений исследований рассмотрено дальнейшее усовершенствование крутильной схемы, а также более детальное изучение характера действующих нагрузок.

Ключевые слова: валопровод, математическая модель, динамические усилия, крутильные колебания, распределенные параметры, вынужденные колебания, собственная частота, торсиограмма, метод Фурье.

Для цитирования:

Царенко С. Н. Вынужденные колебания валопровода на основе модели двухступенчатого стержня с упругим соединением участков / С. Н. Царенко, С. А. Зайцев, А. С. Корж // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 507–518. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-507-518.

Введение (Introduction)

Для обеспечения стабильной эксплуатации морских и речных судов необходимо отслеживать техническое состояние элементов судовых энергетических установок (СЭУ). Одним из наиболее ответственных комплексных узлов СЭУ является валопровод, обеспечивающая сопряжение двигателя с движителем судна. На сегодняшний день существует достаточно широкий спектр средств для сбора необходимой информации о техническом состоянии объекта: торсиографирование, тензометрирование, виброизмерение, термометрирование и пр. Однако, ввиду многообразия действующих на валопровод нагрузок, а также их динамического характера, возникает проблема правильной интерпретации имеющихся данных, что, в свою очередь, зависит от понимания механизмов протекающих процессов и их корректного математического описания.

Существующая методика расчета крутильных колебаний судовых валопроводов основана на представлении валопровода как системы инертных дисков с вязкоупругими связями [1], [2], а сам расчет по большей части сводится к модальному анализу системы и оценке амплитудных значений деформаций, вызванных резонансной составляющей возмущающей нагрузки [1]–[3]. Преимуществом традиционного метода является тщательная проработка алгоритмов составления схем крутильных колебаний [4], а также большая практика применения и апробации. Основным недостатком состоит в том, что аналитические выражения для описания динамического поведения системы можно получить только для некоторых простых схем [5]–[7], для остальных случаев ограничиваются лишь оценочной характеристикой максимальных деформаций и усилий.

Численные решения и имитационные модели [8] позволяют рассмотреть лишь частные постановки отдельных задач, не давая комплексного представления о поведении системы. В качестве альтернативы можно рассматривать упрощенное представление валопровода, когда вся инерционная нагрузка распределяется по участкам эквивалентного упругого стержня [9]. Такой подход

для решения различных задач динамики валопровода позволяет использовать волновую теорию колебаний, а расчетные зависимости получить в аналитической форме, например, на основе метода Фурье. Однако в данной ситуации проблема заключается в том, что известные решения задач крутильных колебаний получены только для небольшого класса граничных задач, а для схем, учитывающих ряд конструктивных особенности валопровода, готовых решений нет.

В статьях [10], [11] динамика крутильных колебаний моделируется стержнем с двумя жестко соединенными разнородными участками. На практике зачастую в состав валолинии включают элемент, податливость которого значительно превосходит податливость других соединений и деталей. При этом распределение податливости по какому-либо участку может вносить некоторую погрешность в результаты расчета.

Целью работы является исследование динамики вынужденных колебаний валопровода на основе модели двухступенчатого стержня с упругим соединением ступеней, предполагающей решение следующих задач:

- анализ влияния коэффициента податливости упругой муфты на спектр собственных частот валолинии;
- сравнение результатов расчета, согласно модели системы с распределенными параметрами, с методом дискретных масс;
- сопоставление результатов теоретических расчетов с данными производственных испытаний.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Рассмотрим в качестве модели валопровода упругий стержень с двумя участками с разной жесткостью (GJ_{p1} , GJ_{p2}) и распределенными моментами инерции (γJ_{p1} , γJ_{p2}) — рис. 1 [9]. Ступени стержня соединяются упругим элементом с коэффициентом жесткости k_φ .

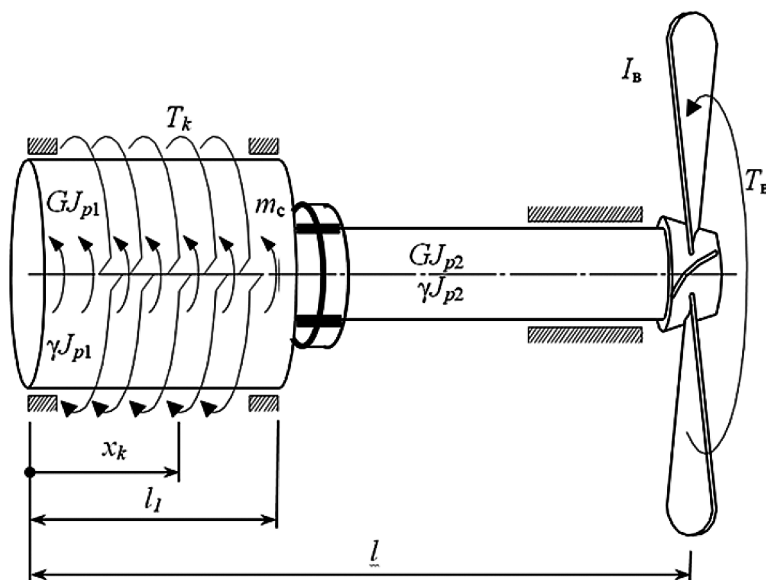


Рис. 1. Расчетная схема валопровода гребного винта

Характеристики первого участка вала определяются путем приведения податливости и моментов инерции масс коленчатого вала к эквивалентному упругому стержню. Для второго участка используются параметры приведенной жесткости и линейной плотности промежуточных и гребного валов.

На коленчатый вал действуют активные моменты: T_k периодического характера, x_k — осевая координата сечения, к которому приложен момент, а также m_c — моменты сопротивления в подшипниках и цилиндропоршневой группе, которые принимаем равномерно распределенными

по длине участка. На правом торце стержня расположен винт с моментом инерции с учетом присоединенной воды (I_B), T_B — крутящий момент на винте.

Для каждого из участков вала уравнения углов закручивания $\varphi(x, t)$ имеют вид:

$$GJ_{pi} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \gamma J_{pi} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = m_i(t, x); \quad i = 1, 2. \quad (1)$$

Граничные условия рассматриваемых задач (1), в соответствии с расчетной схемой (рис. 1), следующие:

$$GJ_{p1} \varphi'_1(0, t) = 0; \quad GJ_{p2} \varphi'_2(l, t) = -I_B \ddot{\varphi}_2(l, t). \quad (2)$$

Условия состыковки участков упругим элементом можно представить в виде:

$$GJ_{p1} \varphi'_1(l_1, t) = GJ_{p2} \varphi'_2(l_1, t); \quad GJ_{p2} \varphi'_2(l_1, t) = -k_\varphi (\varphi_2(l_1, t) - \varphi_1(l_1, t)). \quad (3)$$

Предполагается, что в установившемся режиме работы валов линии собственные колебания имеют несущественный эффект, поэтому начальные условия задач (1) рассматривать не будем. Согласно методу Фурье решение уравнений (1) будем искать в виде ряда произведения функций:

$$\varphi(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x) w_n(t).$$

Собственные функции Φ_n , удовлетворяющие первому граничному условию (2) и условиям состыковки (3), представим в виде

$$\begin{aligned} \Phi_n(z) &= \Phi_{n1}(z) e(\zeta - z) + \Phi_{n2}(z) (e(1 - z) - e(\zeta - z)) = \\ &= \cos \lambda_n z e(\zeta - z) + \left((\cos \lambda_n \zeta - \tilde{e}_\varphi \lambda_n \sin \lambda_n \zeta) \cos(\lambda_n \eta (z - \zeta)) - \frac{\alpha}{\eta} \sin \lambda_n \zeta \sin(\lambda_n \eta (z - \zeta)) \right) \times \\ &\times (e(1 - z) - e(\zeta - z)), \end{aligned} \quad (4)$$

где $\lambda_n = \omega_n l / c$, ω_n — собственные частоты колебаний;

$c = \sqrt{GJ_{p1} / \gamma J_{p1}}$ — скорость распространения крутильных волн на первом участке вала;

$z = x / l$ — относительная продольная координата;

$\tilde{e}_\varphi = GJ_{p1} / (k_\varphi l)$ — относительная податливость упругого элемента;

$e(z)$ — единичная функция;

$\zeta = l_1 / l$ — относительная длина первого участка вала;

$\eta = \sqrt{(GJ_{p1} \gamma J_{p2}) / (GJ_{p2} \gamma J_{p1})}$;

$\alpha = GJ_{p1} / GJ_{p2}$.

Выражение для нахождения крутящих моментов для n -й формы можно представить в виде

$$\begin{aligned} M_n(z) &= \varphi_{0n} \frac{GJ_{p1}}{l} \Phi'_n(z) = -\varphi_{0n} \frac{GJ_{p1}}{l} \lambda_n (\sin \lambda_n z e(\zeta - z) + \\ &+ \frac{\eta}{\alpha} \left((\cos \lambda_n \zeta - \tilde{e}_\varphi \lambda_n \sin \lambda_n \zeta) \sin(\lambda_n \eta (z - \zeta)) + \frac{\alpha}{\eta} \sin \lambda_n \zeta \cos(\lambda_n \eta (z - \zeta)) \right) (e(1 - z) - e(\zeta - z))). \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь и далее штрихом обозначена производная по z ; φ_{0n} — угол поворота левого торца вала n -й формы колебаний.

Из второго граничного условия (2) получим выражение для нахождения собственных значений:

$$\begin{aligned} &(\cos \lambda_n \zeta - \tilde{e}_\varphi \lambda_n \sin \lambda_n \zeta) \left(\sin(\lambda_n \eta (1 - \zeta)) + \xi \lambda_n \frac{\alpha}{\eta} \cos(\lambda_n \eta (1 - \zeta)) \right) + \\ &+ \frac{\alpha}{\eta} \sin \lambda_n \zeta \left(\cos(\lambda_n \eta (1 - \zeta)) - \xi \lambda_n \frac{\alpha}{\eta} \sin(\lambda_n \eta (1 - \zeta)) \right) = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\xi = I_B / (\gamma J_{p1} l)$ — относительная инерционная нагрузка на правом торце вала.

На рис. 2 показаны эпюры углов закручивания (4) и крутящих моментов (5) для первых трех форм колебаний. Следует отметить, что по внешнему виду эпюры согласуются с соответствующими формами колебаний, представленными в примерах [1].

Рассмотрим свойство ортогональности собственных функций рассматриваемой граничной задачи. На каждом участке вала для собственных функций можно составить следующие соотношения:

$$\begin{aligned}\Phi_{n1}'' &= -\lambda_n^2 \Phi_{n1} \quad 0 \leq z < \zeta; \\ \Phi_{n2}'' &= -\eta^2 \lambda_n^2 \Phi_{n2} \quad \zeta < z \leq 1.\end{aligned}\quad (7)$$

Умножив обе функции (7) на собственную функцию другого индекса и проинтегрировав по частям, получим выражения [9]:

$$\begin{aligned}(\lambda_n^2 - \lambda_m^2) \int_0^\zeta \Phi_{n1} \Phi_{m1} dz &= (\Phi_{n1} \Phi_{m1}' - \Phi_{m1} \Phi_{n1}')_0^\zeta; \\ \eta^2 (\lambda_n^2 - \lambda_m^2) \int_\zeta^1 \Phi_{n2} \Phi_{m2} dz &= (\Phi_{n2} \Phi_{m2}' - \Phi_{m2} \Phi_{n2}')_\zeta^1, \quad m \neq n.\end{aligned}\quad (8)$$

Перепишем второе условие (2) и условия стыковки (3) в собственных функциях:

$$\begin{aligned}\Phi_{n2}'(1) &= -\alpha \lambda_n^2 \xi \Phi_{n2}(1); \\ \Phi_{n2}'(\zeta) &= \alpha \Phi_{n1}'(\zeta); \quad \Phi_{n2}(\zeta) = \Phi_{n1}(\zeta) - \tilde{k}_\varphi \Phi_{n1}'(\zeta).\end{aligned}\quad (9)$$

Из формул (8), с учетом граничного условия и условий стыковки (9), получим:

$$\begin{aligned}(\lambda_n^2 - \lambda_m^2) \int_0^\zeta \Phi_{n1} \Phi_{m1} dz &= \Phi_{n1}(\zeta) \Phi_{m1}'(\zeta) - \Phi_{m1}(\zeta) \Phi_{n1}'(\zeta); \\ \eta^2 (\lambda_n^2 - \lambda_m^2) \int_\zeta^1 \Phi_{n2} \Phi_{m2} dz &= -\alpha \times \\ &\times ((\Phi_{n1}(\zeta) - \tilde{e}_\varphi \Phi_{n1}'(\zeta)) \Phi_{m1}'(\zeta) - (\Phi_{m1}(\zeta) - \tilde{e} \Phi_{m1}'(\zeta)) \Phi_{n1}'(\zeta)) - \\ &- \alpha (\lambda_n^2 - \lambda_m^2) \xi \Phi_{n2}(1) \Phi_{m2}(1).\end{aligned}\quad (10)$$

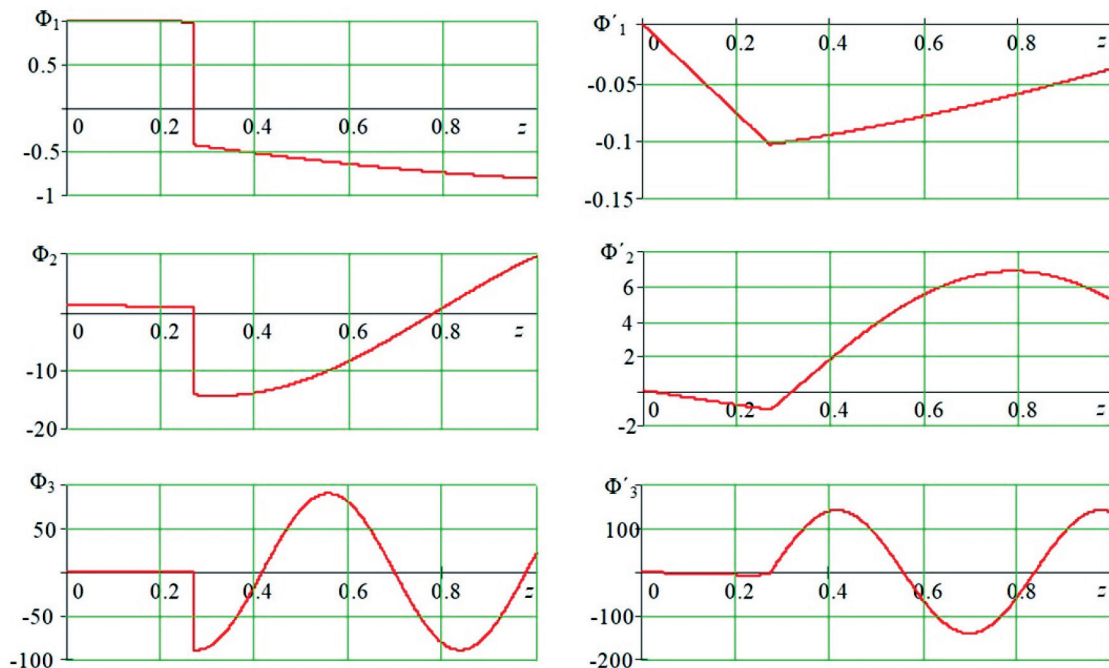


Рис. 2. Эпюры углов закручивания (Φ_k) и крутящих моментов (Φ'_k) первых трех форм колебаний ($k = 1; 2; 3$)

На основании зависимости (10) можно сделать вывод о том, что наличие упругого элемента на стыке участков не оказывает влияние на свойство ортогональности собственных функций и, соответственно, весовая функция сохраняет вид, как и при жестком сопряжении участков [9]:

$$\rho(z) = e(\zeta - z) + \frac{1}{\alpha} (e(1 - z) - e(\zeta - z)) + \frac{1}{\eta^2} \xi_1 \delta(z - 1).$$

Здесь $\delta(z)$ — дельта-функция Дирака.

Частное решение уравнений (1) для рассматриваемого случая действующей нагрузки, полученное в работе [10]:

$$w_n(\tau) = -\frac{1}{2\Delta_n^2 \lambda_n^2} \left(\sum_{k=1}^{n_u} \tilde{T}_0 \Phi_n(z_k) - 2\tilde{T}_b \Phi_n(1) \right) - \\ - \sum_{k=1}^{n_u} \sum_{j=1}^m \frac{\tilde{T}_j \Phi_n(z_k)}{\Delta_n^2 \left(\left(\lambda_n^2 - (j\tilde{\theta})^2 \right)^2 + 4\tilde{v}_n^2 (j\tilde{\theta})^2 \right)} \left(\left(\lambda_n^2 - (j\tilde{\theta})^2 \right) \cos(j\tilde{\theta}\tau + \mu_{jk}) + \right. \\ \left. + 2\tilde{v}_n j\tilde{\theta} \sin(j\tilde{\theta}\tau + \mu_{jk}) \right).$$

Здесь $\tau = tc/l$ — безразмерное время; $\tilde{\theta} = \theta/c$ — безразмерная угловая скорость; θ — угловая скорость вращения вала; n_u — количество возмущающих моментов на коленчатом валу (число цилиндров); m — количество гармоник возмущающей нагрузки; $\tilde{T}_j = T_j l / (GJ_{p1})$ — безразмерное амплитудное значение момента для j -й гармоники; μ_{jk} — фаза; $\tilde{T}_b = T_b l / (GJ_{p1})$ — безразмерная величина среднего момента на винте.

Декремент затухания $\tilde{v}_n$, учитывающий демпфирующие моменты в двигателе и на винте [11]:

$$\tilde{v}_n = \frac{R_c \theta c \Phi_n(1)}{GJ_{p1} \Delta_n^2} + \frac{b_l c \Delta_{n1}^2}{2\zeta GJ_{p1} \Delta_n^2},$$

где R_c — коэффициент, учитывающий физические свойства среды и геометрию винта (ориентировочно определяется через номинальные значения угловой скорости и мощности на винте);

b_l — коэффициент демпфирования, распределенный по первому участку стержня.

Квадраты нормы собственных функций для всего вала (Δ_n^2) и для первого участка (Δ_{n1}^2) определяются из зависимостей [9]:

$$\Delta_{n1}^2 = \frac{1}{2\lambda_n^2} \left(\lambda_n^2 \zeta \Phi_n^2(\zeta) + \zeta (\Phi'_n(\zeta))^2 - \Phi_n(\zeta) \Phi'_n(\zeta) \right); \\ \Delta_n^2 = \frac{1}{2\lambda_n^2} \left(\lambda_n^2 \zeta \Phi_n^2(\zeta) + \zeta (\Phi'_n(\zeta))^2 - \Phi_n^{-dz}(\zeta) \Phi'_n(\zeta) + \lambda_n^2 (1 - \zeta) \frac{\eta^2}{\alpha} \Phi_n^2(1) + \right. \\ \left. + \alpha (1 - \zeta) (\Phi'_n(1))^2 - \Phi_n(1) \Phi'_n(1) + \Phi_n^{+dz}(\zeta) \Phi'_n(\zeta) \right) + \xi \Phi_n^2(1),$$

где $\Phi_n^{-dz}(\zeta)$, $\Phi_n^{+dz}(\zeta)$ — значения собственных функций, соответственно, для левого и правого участка вала в сечении ζ .

Моменты со стороны двигателя определяют из развернутой индикаторной диаграммы, которая составляется на основе теплового расчета двигателя [1]. При отсутствии диаграммы параметры нагрузки можно найти упрощенно по индикаторным показателям теоретического цикла работы двигателя [11].

Результаты (Results)

Задача приведения валопровода к модели эквивалентного ступенчатого упругого стержня требует отдельных теоретических и экспериментальных изысканий, поэтому за основу примем

крутильную схему, составленную классическим методом, и на ее базе будем определять требуемые параметры модели. Такой подход, в том числе позволит сопоставить результаты расчетов двумя способами.

В качестве примера рассмотрим схему валолинии баржи типа «Сосновка», в состав пропульсивной установки которой входит главный двигатель Cummins QSM-11, винто-рулевой комплекс SPR-200, эластичная муфта Vulkan и разобщающая муфта Schottel, гибкий вал, 4-лопастной винт фиксированного шага. Составление крутильной схемы и расчет собственных колебаний выполнены методом проф. Терских [4]. Схема представлена двадцатью тремя массами с моментами инерции $\theta_1 - \theta_{23}$, соединенными упругими связями с податливостью $e_{1-2} - e_{22-23}$.

Ввиду того, что податливость эластичной муфты e_{10-11} многократно превышает податливость остальных упругих соединений, распределив по длине первого участка стержня первые десять масс ($\theta_1 - \theta_{10}$), а по длине второго — следующие двенадцать: $\theta_{11} - \theta_{22}$, жесткость участков определяем через податливости соединений:

$$GJ_{p1} = \frac{l\zeta}{\sum_{i=1}^9 e_{i,i+1}} = 4,96 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; \quad c = \frac{l\zeta}{\sqrt{\sum_{i=1}^9 e_{i,i+1} \sum_{i=1}^{10} \theta_i}} = 462 \text{ м/с};$$

$$\eta = \frac{\zeta}{1-\zeta} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{22} e_{i,i+1} \sum_{i=1}^{22} \theta_i}{\sum_{i=1}^9 e_{i,i+1} \sum_{i=1}^{10} \theta_i}} = 1,62; \quad \alpha = \frac{\zeta \sum_{i=1}^{22} e_{i,i+1}}{(1-\zeta) \sum_{i=1}^9 e_{i,i+1}} = 7,17;$$

$$\tilde{e}_\varphi = \frac{\zeta e_{10-11}}{\sum_{i=1}^9 e_{i,i+1}} = 13,6, \quad \xi = \frac{\theta_{23} \zeta}{\sum_{i=1}^{10} \theta_i} = 0,124, \quad \zeta = l_1 / l = 0,272. \quad (11)$$

Здесь $l_1 = 1,28 \text{ м}$; $l = 4,7 \text{ м}$ — соответственно длина первого участка и валолинии в целом.

На основании численного решения уравнения (6), после подстановки в него коэффициентов (11), находим собственные значения частотного уравнения:

$$\lambda_1 = 0,618; \quad \lambda_2 = 2,082; \quad \lambda_3 = 4,397; \quad \lambda_4 = 6,926; \quad \lambda_5 = 9,524; \quad \dots,$$

которым соответствуют круговые частоты $\omega_n = \lambda_n c / l$:

$$\omega_1 = 60,86 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_2 = 205 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_3 = 432,9 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = 681,9 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_5 = 937,7 \text{ с}^{-1}; \quad \dots \quad (12)$$

Частоты, полученные методом цепных дробей для классической схемы, составили:

$$\omega_1 = 64,98 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_2 = 159,8 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_3 = 583,2 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = 950,7 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_5 = 1178 \text{ с}^{-1}; \quad \dots$$

Для первой частоты расхождение в значениях составляет около 7 %. Более значительные различия для последующих частот объясняются принципом определения параметров эквивалентного упругого стержня. Так, распределение инерционных характеристик по длине участка приводит к увеличению собственной частоты для 2-й формы, и, напротив, распределение податливости упругих связей — к снижению частоты 3-й формы.

Для нахождения частного решения задачи (1) используем классический подход [4], заключающийся в аппроксимации действующей нагрузки частичной суммой ряда Фурье (ограничимся тринадцатью членами ряда). Для расчета были использованы следующие параметры двигателя:

– тип двигателя Cummins QSM-11 — дизельный, четырехтактный, рядный, 6-цилиндровый двигатель;

– номинальная мощность $N_{\text{ном}} = 261 \text{ кВт}$;

– частота вращения коленчатого вала $n_{\text{ном}} = 1800 \text{ мин}^{-1}$;

– частота вращения холостого хода $n_{\text{мин}} = 600 \text{ мин}^{-1}$;

- расположение кривошипов под углом 120° ;
- диаметр цилиндра 125 мм;
- ход поршня 147 мм;
- степень сжатия $\epsilon = 16,3$;
- рабочий объем цилиндра $V_h = 10,8$ л;
- масса поршня $m_{\text{п}} = 2,85$ кг;
- масса шатуна $m_{\text{ш}} = 4,3$ кг;
- длина шатуна $l_{\text{ш}} = 280$ мм;
- порядок работы цилиндров 1–5–3–6–2–4.
- параметры теоретического цикла для номинального режима работы: показатели политроп сжатия и расширения: $n_1 = 1,38$; $n_2 = 1,28$; степень повышения давления $\lambda_p = 1,6$, степень предварительного расширения $\rho = 2,72$.

Действующие нагрузки были смоделированы для режима работы двигателя на частоте 1428 об/мин, что позволило сопоставить результаты расчетов с данными торсиограммы, полученными при швартовых испытаниях баржи типа «Сосновка».

На графиках рис. 3 представлены эпюры углов закручивания и крутящих моментов по длине валолинии для момента времени $\tau = 0$. Для построения эпюр использовано порядка 50 собственных форм. При исследовании динамики валолинии нередко ограничиваются одноузловой формой колебаний [3]. Если сопоставить эпюры рис. 3 с эпюрами собственных форм рис. 2, то даже по внешнему виду следует отметить, что аппроксимация первой формой может быть удовлетворительна для перемещений, но для крутящих моментов является грубым приближением.

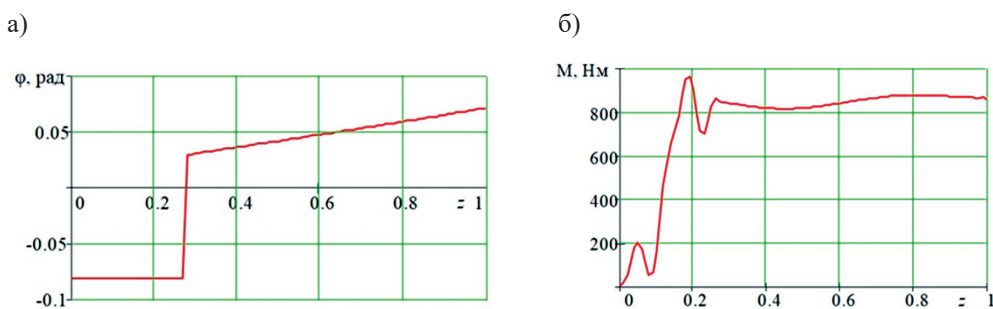


Рис. 3. Эпюры углов закручивания (а) и крутящих моментов (б)

На графиках рис. 4 показаны зависимости угла поворота от времени, для наглядности шкала абсцисс развернута по оборотам коленчатого вала ($n = \theta\tau / (2\pi)$). График рис. 4, а построен со смещением на величину статического угла закручивания ($\phi_0 = -0,081$ рад) для средних значений крутящих моментов. На графиках рис. 5 показано распределение амплитуд по спектру частот. Как и предыдущем случае, шкала абсцисс представлена не в системных единицах, а как количество колебаний на один оборот вала. Над пиками (см. рис. 5, а) указаны значения круговых частот ω для соответствующих порядков v .

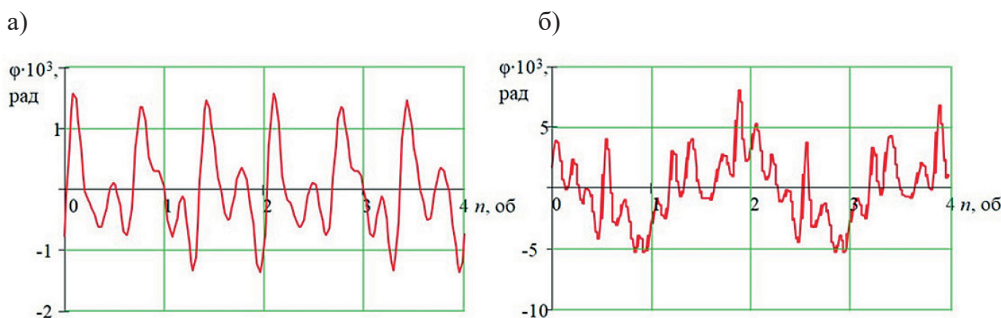


Рис. 4. Углы закручивания левого торца валопровода:
а — результаты моделирования; б — участок торсиограммы

Из графика рис. 5, *а* видно, что наибольшую амплитуду имеет гармоника 3-го порядка ($\nu = 3$), что, в принципе, соответствует теоретическому описанию цикла работы двигателя: для 6-цилиндрового четырехтактного двигателя за один оборот проходит три вспышки. Остальные гармоники формируются за счет наложения упругих волн колебаний, при этом значения амплитуд больше для тех порядков, у которых частоты ближе к собственным частотам колебаний (12).

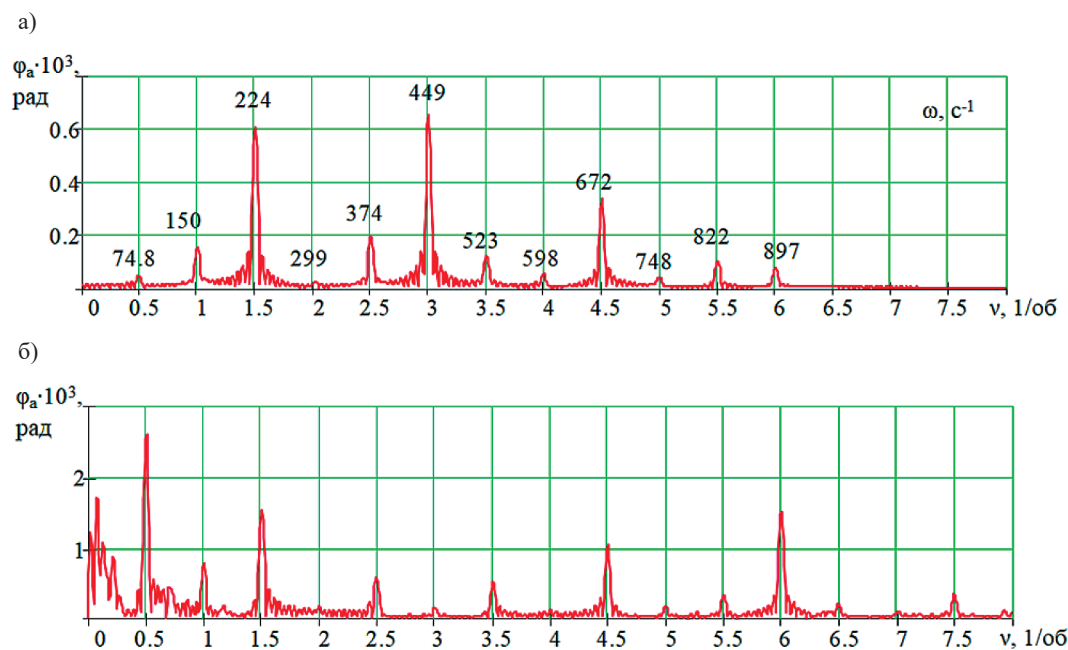


Рис. 5. Графики спектральной плотности колебаний угла поворота начального сечения валопини:

а — теоретическая модель; *б* — результаты обработки торсиограммы

Для торсиограммы (рис. 5, *б*) максимальную амплитуду имеет гармоника на частоте цикла работы двигателя ($\nu = 0,5$), что можно объяснить фактической неравномерностью работы цилиндров, что в теоретической модели не учитывается. Следует отметить, что вторую по величине амплитуду, если не принимать во внимание низкочастотные колебания, имеет гармоника 6-го порядка при том, что на 3-м порядке амплитуда минимальна. Причиной могут быть конструктивные особенности валопини, которые не учтены в крутильной схеме либо требуется уточнение модели действующей нагрузки.

Обсуждение (Discussion)

Представленная в работе модель является весьма перспективной несмотря на то, что имеет некоторые расхождения с традиционной методикой расчета, а также с результатами производственных измерений. Ее дальнейшее развитие можно осуществлять как за счет усовершенствования крутильной схемы, так и путем дополнительного исследования характера действующих нагрузок. В направлении развития схемы можно рассмотреть следующие задачи: обоснованное введение дополнительных участков упругого стержня, учет редуцирующих передач и т. д. Принятая в классической методике аппроксимация внешней нагрузки частичной суммой ряда Фурье не в полной мере отражает суть процессов, протекающих в камере сгорания цилиндра. В частности, в работе [12] указано на значительное расхождение значений порядковых гармоник для действительной индикаторной диаграммы и расчетной. Возможно, изменение подхода к моделированию действующей нагрузки позволит в том числе объяснить завышенное значение резонансных амплитуд в теоретических моделях [1].

Следует отметить, что при построении модели эквивалентного упругого стержня можно обойтись весьма ограниченным набором параметров (11). В частности, это может оказаться полезным,

когда для составления крутильной схемы традиционным методом исходных данных недостаточно. Отдельный интерес представляет разработка методики реверсивного моделирования, т. е. когда модель воспроизводится по данным производственных измерений: торсиограмм, тахограмм, тензометрических измерений и т. п. Более подробно современные методы экспериментального контроля крутильных колебаний рассмотрены в статьях [13], [14].

Выводы (Summary)

Исследование динамики валолинии гребного винта на основе модели эквивалентного ступенчатого упругого стержня с податливым соединением участков позволяет сделать следующие выводы:

1. Наличие упругого элемента на стыке участков не влияет на ортогональность собственных функций, поэтому вид весовой функции будет таким же, как и в случае жесткого соединения участков.
2. Значение коэффициента жесткости упругого соединения оказывает влияние на весь спектр собственных частот, но наиболее значительное на первые четыре частоты.
3. Формы собственных колебаний эквивалентного упругого двухступенчатого стержня по внешнему виду согласуются с соответствующими формами для дискретной модели аналогичной крутильной схемы.
4. Эпюра углов закручивания валопровода удовлетворительно аппроксимируется первой собственной формой колебаний, однако для построения эпюры крутящих моментов необходим учет высоких форм.
5. Сравнение собственных частот, полученных классическим методом дискретных масс с моделью эквивалентного стержня, показало небольшое расхождение (порядка 7 %) для первой собственной частоты и более значительное для высоких частот, что указывает на необходимость дальнейшего развития модели.
6. Сопоставление результатов моделирования с данными торсиограммы, полученной при производственных испытаниях, показало, что теоретическая модель действующей нагрузки не в полной мере отвечает реальным процессам на валолинии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов Л. В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л. В. Ефремов. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.
2. Batrak Yu. A. Torsional vibration calculation issues with propulsion systems // ShaftDesigner. — 2011 [Электронный ресурс] / Yu. A. Batrak. — Режим доступа: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:46726236/> (дата обращения 20.09.2022).
3. Мартянов В. В. Оценка угрозы возникновения резонансных колебаний на примере расчета крутильных колебаний судового валопровода пассажирского теплохода пр. Р118 / В. В. Мартянов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 2. — С. 359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.
4. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок: в 2 т. / В. П. Терских. — М.: Машгиз, 1953. — Т. 1. — 260 с.
5. Grządziela A. Dynamics of shaft lines of the landing ships / A. Grządziela, T. Batur // Journal of Marine Engineering & Technology. — 2017. — Vol. 16. — Is. 4. — Pp. 238–247. DOI: 10.1080/20464177.2017.1419705.
6. Jee J. Design improvement of a viscous-spring damper for controlling torsional vibration in a propulsion shafting system with an engine acceleration problem / J. Jee, C. Kim, Y. Kim // Journal of Marine Science and Engineering. — 2020. — Vol. 8. — Is. 6. — Pp. 428. DOI: 10.3390/jmse8060428.
7. Villamarin E. G. Torsional vibration solution using symbolic transfer matrices. — 2021. DOI: 10.13140/RG.2.2.28988.16004 [Электронный ресурс] / E. G. Villamarin. — Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/355860158_Torsional_vibration_solution_using_symbolic_transfer_matrices/ (дата обращения 23.06.2024).

8. Huang Q. Numerical modeling and experimental analysis on coupled torsional-longitudinal vibrations of a ship's propeller shaft / Q. Huang, X. Yan, Y. Wang, C. Zhang, Z. Wang // *Ocean Engineering*. — 2017. — Vol. 136. — Pp. 272–282. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2017.03.017.

9. Царенко С. Н. Динамика валопровода гребного винта при разгонных режимах / С. Н. Царенко, А. Н. Рак, Б. Н. Безлобенко // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2021. — Т. 13. — № 4. — С. 548–558. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-4-548-558.

10. Царенко С. Н. Динамика крутильных колебаний валопровода гребного винта на основе модели двухступенчатого стержня / С. Н. Царенко, А. Н. Рак, А. В. Костенко // *Судостроение*. — 2024. — № 1 (872). — С. 28–32.

11. Царенко С. Н. Исследование резонансных явлений крутильных колебаний валопроводов гребных винтов / С. Н. Царенко, Д. И. Роменский, А. С. Корж // *Вестник Камчатского государственного технического университета*. — 2024. — № 67. — С. 8–20. DOI: 10.17217/2079-0333-2024-67-8-20.

12. Лапин Ю. А. Оценка точности определения гармонических возмущающих моментов судовых дизелей при использовании упрощённых индикаторных диаграмм / Ю. А. Лапин, М. В. Грибниченко, О. С. Портнова // *Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета*. — 2024. — № 2 (59). — С. 21–27. DOI: 10.24866/2227-6858/2024-2/21-27.

13. Лапин Ю. А. Метод измерения крутильных колебаний судовых валопроводов при помощи трёх-осевого акселерометра / Ю. А. Лапин, М. В. Грибниченко, О. С. Портнова, П. А. Андрюхина // *Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета*. — 2023. — № 3 (56). — С. 35–45. DOI: 10.24866/2227-6858/2023-3/35-45.

14. Горбачев М. М. Выбор методов постоянного мониторинга крутильных колебаний в судовых машинно-двигательных комплексах / М. М. Горбачев, В. В. Колыванов // *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология*. — 2023. — № 2. — С. 54–65. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-54-65.

REFERENCES

1. Efremov, L. V. *Teoriya i praktika issledovaniy krutyl'nykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniem komp'yuternykh tekhnologii*. SPb.: Nauka, 2007.

2. Batrak, Yuriy A. “Torsional vibration calculation issues with propulsion systems.” *ShaftDesigner*. Web. 20 Sept. 2022 <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:46726236/>.

3. Martianov, Vladimir V. “Assessment of synchronous vibrations risks as exemplified in the shafting torsional vibrations analysis for R118 project passenger ship.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.2 (2020): 359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.

4. Terskikh, V. P. *Raschety krutyl'nykh kolebaniy silovykh ustanovok*. Vol. 1. M.: Mashgiz, 1953.

5. Grządziela, Andrzej, and Tomislav Batur. “Dynamics of shaft lines of the landing ships.” *Journal of Marine Engineering & Technology* 16.4 (2017): 238–247. DOI: 10.1080/20464177.2017.1419705.

6. Jee, Jaehoon, Chongmin Kim, and Yanggon Kim. “Design improvement of a viscous-spring damper for controlling torsional vibration in a propulsion shafting system with an engine acceleration problem.” *Journal of Marine Science and Engineering* 8.6 (2020): 428. DOI: 10.3390/jmse8060428.

7. Villamarín, Edgar G. “Torsional vibration solution using symbolic transfer matrices.” (2021). DOI: 10.13140/RG.2.2.28988.16004. Web. 23 Jun. 2024 <https://www.researchgate.net/publication/355860158_Torsional_vibration_solution_using_symbolic_transfer_matrices>.

8. Huang, Qianwen, Xinping Yan, Yikun Wang, Cong Zhang, and Zhihua Wang. “Numerical modeling and experimental analysis on coupled torsional-longitudinal vibrations of a ship's propeller shaft.” *Ocean Engineering* 136 (2017): 272–282. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2017.03.017.

9. Tzarenko, Sergey N., Alexander N. Rak, and Boris N. Bezlobenko. “Propeller shaft line dynamics at acceleration mode.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.4 (2021): 548–558. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-4-548-558.

10. Tsarenko, S. N., A. N., Rak, and A. V. Kostenko. “Dynamics of torsional vibrations of a propeller shafting on a two-stage rod model.” *Shipbuilding* 1(872) (2024): 28–32.

11. Tsarenko, S. N., D. I., Romensky, and A. S. Korzh. “Investigation of resonant phenomena of propeller shaft lines torsional vibrations.” *Vestnik Kamchatskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* 67 (2024): 8–20. DOI: 10.17217/2079-0333-2024-67-8-20.

12. Lapin, Yuriy A., Matvey V. Gribinchenko, and Olesya S. Portnova. "Accuracy evaluation of the marine diesel engines harmonic excitation moments determination by means of the simplified indicator diagrams." *FEFU: School of Engineering Bulletin* 2(59) (2024): 21–27. DOI: 10.24866/2227-6858/2024-2/21-27.

13. Lapin, Yu. A., M. V. Gribinichenko, O. S. Portnova, and P. A. Andriukhina. "Ship shaftlines torsional vibration measuring method using the three-axis accelerometer." *FEFU: School of Engineering Bulletin* 3(56) (2023): 35–45. DOI: 10.24866/2227-6858/2023-3/35-45.

14. Gorbachev, M. M., and V. V. Kolyvanov. "Selecting methods of continuous monitoring of torsional vibrations in ship propulsion complexes." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 2 (2023): 54–65. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-54-65.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Царенко Сергей Николаевич —

доктор физико-математических наук, доцент
Камчатский государственный технический
университет
683003, Российская Федерация,
Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35
e-mail: tzarenko@gmail.com

Зайцев Сергей Анатольевич — руководитель
Испытательная лаборатория крутильных
и линейных колебаний ИП «Зайцев С. А.»
191025, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Рубинштейна, д. 2/45, оф.14
e-mail: zaytsev_regpg@mail.ru

Корж Александр Сергеевич — аспирант
Научный руководитель:
Царенко С. Н.,
доктор физико-математических наук, доцент
Научно-исследовательский геотехнологический
центр Дальневосточного отделения Российской
академии наук (НИГТЦ ДВО РАН)
683002, Российская Федерация,
Петропавловск-Камчатский,
Северо-Восточное шоссе, 30
e-mail: corzh.aleksandar@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Tsarenko, Sergei N. —

Dr. of Physical and Mathematical Sciences,
associate professor
Kamchatka State Technical University
35 Klyuchevskaya Str., Petropavlovsk-Kamchatskii,
683003, Russian Federation
e-mail: tzarenko@gmail.com

Zaitsev, Sergei A. — Head
Torsional and linear vibration testing laboratory
of SP Zaitsev S. A.
2/45 Rubinshteina Str., St. Petersburg, 191025,
Russian Federation
e-mail: zaytsev_regpg@mail.ru

Korzh, Aleksandr S. — Postgraduate
Supervisor:
Tsarenko, Sergei N.,
Dr. of Physical and Mathematical Sciences,
associate professor
Research Geotechnological Center, Far Eastern Branch
of the Russian Academy of Sciences
30 Severo-Vostochnoe Ave.,
Petropavlovsk-Kamchatskii, 683002,
Russian Federation
e-mail: corzh.aleksandar@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 8 июля 2024 г.

Received: July 8, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529

HYDRODYNAMIC PROPERTIES OF PROPELLERS WITH LARGE BLADE-AREA RATIO AND TRUNCATED BLADE IN FREE WATER

A. K. Afanasyev¹, E. K. Revenko², K. M. Ushakov^{1,2}

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

² — Forss Tekhnologii, Ltd., St. Petersburg, Russian Federation

In the literature exist data about the hydrodynamic characteristics of propulsion systems, which include a duct and a fixed-pitch propeller with a truncated blade shape (Kaplan propeller), which has a relatively small blade-area ratio of 0.55. Usual such propellers has a very high loading coefficient, which entails the need to increase propellers blade-area ratio in order to prevent the occurrence of developed cavitation. The article presents the results of the first stage of research, which included testing a series of four-blade truncated propellers with a blade-area ratio 1.0 in free water. The tests were carried out in the towing tank of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping on experimental installation, which include a special hydrodynamic stand. A series of tested propellers were 3D printed from PET-G plastic. A preliminary assessment showed that the chosen diameter of the models will ensure the achievement of supercritical Reynolds numbers at a rotation frequency of about 20 s^{-1} . However, during the tests, it was found that the rotational speed must be increased to 30 s^{-1} , which, in turn, led to a reduction in the test program due to the regime limitations of the experimental equipment. Nevertheless, the analysis of the test results made it possible to build a “hull” and “machinery” diagrams according to the Pappel form. An assessment of the strength of the models was carried out, which showed that the stresses arising in the root of the blade are significantly less than the allowable ones. The obtained results expand the design possibilities of Kaplan propellers with water-jet propulsion units, as well as a part of the “propeller-nozzle” propulsion complex.

Keywords: ship propeller, Kaplan propeller, serial diagram, ship propulsor.

For citation:

Afanasyev, Andrei K., Ekaterina K. Revenko, and Konstantin M. Ushakov. “Hydrodynamic properties of propellers with large blade-area ratio and truncated blade in free water.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 519–529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529.

УДК 629.5.035.5:532.582.5

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИРОКОЛОПАСТНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ С УСЕЧЕННОЙ ФОРМОЙ ЛОПАСТИ В СВОБОДНОЙ ВОДЕ

А. К. Афанасьев¹, Е. С. Ревенко², К. М. Ушаков^{1,2}

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

² — ООО «Форс технологии», Санкт-Петербург, Российская Федерация

В работе выполнено исследование широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти на основе имеющихся в литературе данных о гидродинамических характеристиках движительных комплексов направляющая насадка – гребной винт фиксированного шага с усеченной формой лопасти (винт Каплана), имеющих сравнительно небольшое дисковое отношение 0,55. Как правило, такие движители являются тяжело нагруженными, что обуславливает необходимость увеличения дискового отношения винтов с целью предупреждения возникновения развитой кавитации. Представлены результаты первого этапа исследований, включающего испытания серии четырехлопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти, имеющих дисковое отношение 1,0 в свободной воде. Испытания были проведены в опытовом бассейне ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова с использованием экспериментальной установки, включающей специальный гидродинамический стенд. Серия моделей испытанных гребных винтов

была изготовлена методом 3D-печати из пластика PET-G. Предварительная оценка показала, что выбранный диаметр моделей позволит обеспечить достижение закритических чисел Рейнольдса при частоте вращения около 20 с^{-1} . Однако в ходе испытаний было установлено, что частоту вращения необходимо повысить до 30 с^{-1} , что, в свою очередь, привело к сокращению программы испытаний вследствие режимных ограничений экспериментальной установки. Тем не менее анализ результатов испытаний позволил построить корпусную и машинную диаграммы по форме, предложенной Э. Э. Папмелем. Выполнена оценка прочности моделей, показавшая, что напряжения, возникающие в корне лопасти, существенно меньше допускаемых. Полученные результаты увеличивают возможности проектирования гребных винтов формы Каплана в качестве рабочих колес водометных движителей, а также в составе движительного комплекса «гребной винт-насадка».

Ключевые слова: гребной винт, винт Каплана, диаграммы серийных испытаний, судовой движитель.

Для цитирования:

Афанасьев А. К. Гидродинамические характеристики широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти в свободной воде / А. К. Афанасьев, Е. С. Ревенко, К. М. Ушаков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 519–529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529.

Введение (Introduction)

Работа тяжелонагруженных гребных винтов (ГВ) может сопровождаться возникновением кавитации, которая часто приводит к повышенной шумности, ухудшению гидродинамических характеристик движителя, а также разрушению поверхности лопастей. Одним из основных способов, направленных на предотвращение возникновения кавитации, является увеличение дискового отношения ГВ. При больших коэффициентах нагрузки в качестве движителя целесообразно использовать ГВ с направляющей насадкой [1]. Специально для работы в составе таких движительных комплексов предлагается использовать гребные винты с усеченной формой лопастей (винты Каплана) [2]. К сожалению, в настоящее время в открытом доступе опубликованы только кривые действия винтов Каплана с дисковым отношением 0,55 в направляющих насадках, что ограничивает возможности проектирования таких винтов для использования в составе тяжелонагруженных движителей.

В статье представлено исследование гидродинамических характеристик серии моделей широколопастных ГВ с усеченной формой лопасти в свободной воде. При проектировании данной серии гребных винтов Каплана был выбран утолщенный профиль лопасти с целью увеличения прочности моделей для успешного проведения экспериментального исследования. Цель исследования заключалась в построении серийных диаграмм, позволяющих выполнять проекторочные и поверочные расчеты гребных винтов Каплана, имеющих дисковое отношение 1,0. Здесь дисковое отношение определяется как A_E/A_O , где A_E — площадь спрямленной поверхности всех лопастей; A_O — площадь диска (гидравлического сечения) гребного винта. Выбор дискового отношения, равного 1,0, связан с тем, что винты с большим дисковым отношением в судостроении, как правило, не используются [1], [3].

В настоящее время прогнозируется широкое применение гребных винтов, созданных из композитных материалов, так как это позволяет существенно снизить их виброактивность и шумность [4]. В связи с этим представляется целесообразным отработать технологию изготовления моделей гребных винтов с использованием аддитивных технологий.

Получение экспериментальных данных о гидродинамике винтов формы Каплана с большим дисковым отношением позволит увеличить возможности использования таких винтов в составе комплекса «гребной винт – насадка», а также в качестве рабочих колес водометных движителей.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Исследование гидродинамических характеристик ГВ можно выполнять с использованием следующих способов:

1. *Определение свойств ГВ с использованием вихревой теории.* При расчете по вихревой теории гребной винт заменяется системой присоединенных и свободных вихрей, интенсивность которых определяется из условий непротекания поверхности лопастей [5].

2. Моделирование обтекания ГВ путем решения уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Этот подход может быть реализован с использованием коммерческих (ANSYS, Star-CCM+) либо свободно распространяемых (OpenFOAM, Code-Saturne) программных продуктов. Пример такого исследования приведен в работе [6].

3. Экспериментальное исследование характеристик ГВ, которое может быть выполнено с использованием специального оборудования в опытовом бассейне, а также кавитационной [7] либо аэродинамической трубы.

В рамках данной работы был использован экспериментальный метод: проведение испытаний физических моделей винтов в опытовом бассейне ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова.

В рамках исследования была создана серия четырехлопастных ГВ с усеченной формой лопасти (винты Каплана) правого вращения с характеристиками, приведенными в табл. 1. Диаметр винтов серии был принят исходя из размеров насадки, предполагавшейся к использованию. Геометрические характеристики проектируемых ГВ с усеченной формой лопасти, которые были определены в соответствии с рекомендациями [2], приведены в табл. 1 и на рис. 1.

Таблица 1

Характеристики серии гребных винтов с усеченной формой лопасти

Характеристика	Гребной винт		
	№ 1	№ 2	№ 3
Диаметр, м	0,128	0,128	0,128
Дисковое отношение	1,000	1,000	1,000
Число лопастей	4	4	4
Откидка лопасти, °	0	0	0
Шаговое отношение	0,6	1,0	1,4
Толщина конца лопасти e_R , мм	1,28	1,28	1,28

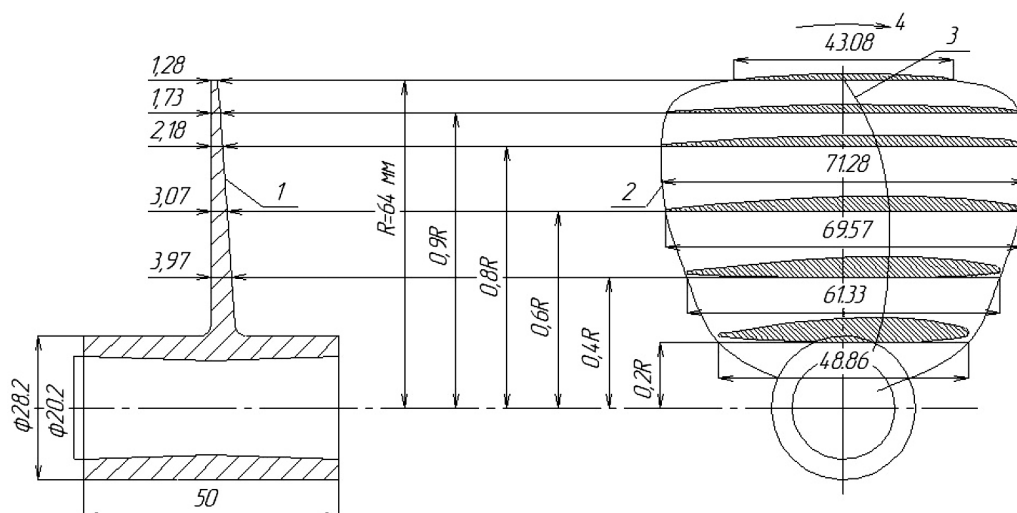


Рис. 1. Геометрические характеристики модели гребного винта

Для изготовления моделей ГВ была использована технология 3D-печати. В качестве материала для изготовления моделей был выбран пластик PET-G, который имеет низкое влагопоглощение и позволяет обеспечить высокую точность печати, поскольку у него практически отсутствует усадка. PET-G имеет высокую прочность и упругость.

Фотографии моделей серии широколопастных винтов с усеченной формой лопасти представлены на рис. 2. До начала испытаний модели винтов были отшлифованы и окрашены, после чего окончательно отполированы. Шероховатость поверхности лопастей моделей гребных винтов была измерена с использованием профилометра Marsurf PS1 на базовой длине 0,8 мм при длине оценки, равной 4 мм. Анализ результатов данных измерений позволил установить, что среднее значение шероховатости (по всем винтам) $R_a = 1,264$ мкм. Как известно, существенное влияние шероховатости поверхности моделей гребных винтов на КПД наблюдается при достижении значения шероховатости поверхности 3,000 мкм и более [8], [9].

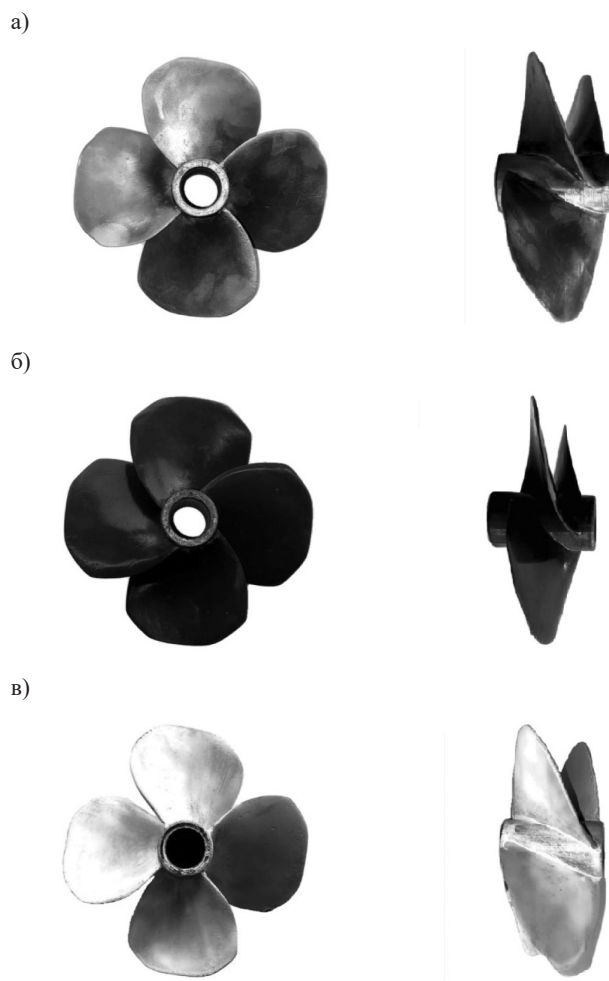
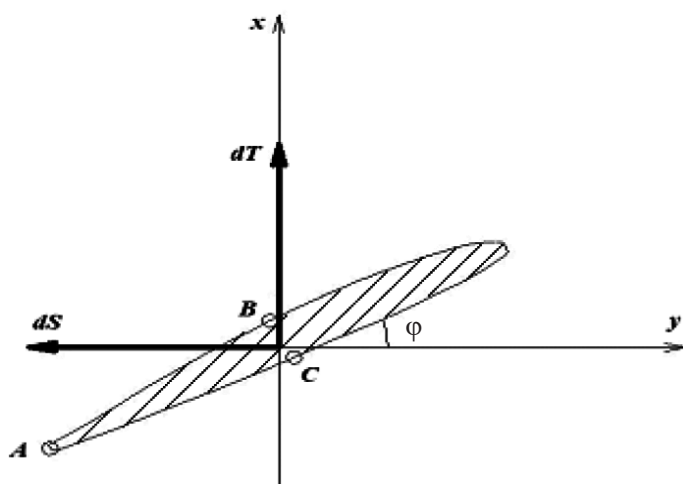


Рис. 2. Гребные винты с усеченной формой лопасти (вид спереди и сбоку):
а — ГВ № 1, шаговое отношение $P_p / D = 0,6$; б — ГВ № 2, шаговое отношение $P_p / D = 1,0$;
в — ГВ № 3, шаговое отношение $P_p / D = 1,4$

Известно, что механические характеристики изделий, изготовленных при помощи аддитивных технологий, зависят не только от свойств материала, но и от того, как была сформирована их внутренняя структура (форма ячеек и коэффициент заполнения). Поэтому традиционные способы оценки прочности гребных винтов не вполне применимы к моделям, используемым в работе. В то же время такая оценка даже с учетом сделанного замечания представляет определенный интерес.

При расчете прочности лопасть гребного винта в первом приближении рассматривается как жестко заделанный в корневом сечении стержень с переменной площадью поперечных сечений, подверженный косому изгибу от действия внешних сил [10]. К внешним силам относят гидродинамические силы, создающие крутящий момент Q и упор T , а также возникающие при вращении винта радиально направленные центробежные силы инерции $F_{ц}$ (рис. 3).

а)



б)

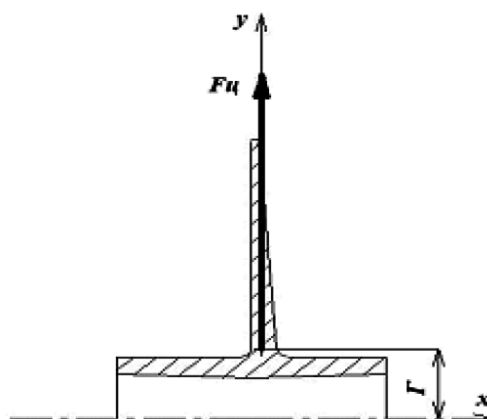


Рис. 3. Схема нагружения для расчета прочности лопастей гребного винта:

a — сечение лопасти; *б* — продольное сечение гребного винта

Условные обозначения

dT — элементарный упор; dS — элементарная тангенциальная сила; $F_{ц}$ — центробежная сила;
 φ — шаговый угол; x, y — координатные оси; r — радиус расчетного сечения; A, B, C — расчетные точки

При проверке рассчитанные наибольшие напряжения не должны превышать значение допускаемого напряжения, равного отношению предела текучести σ_s к коэффициенту запаса n_s , рекомендуемые значения которого составляют 3,5–4:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_s}{n_s}.$$

Результаты расчетной оценки прочности моделей гребных винтов [11] приведены в табл. 2. С учетом того, что предел текучести материала РЕТ-Г составляет ориентировочно 30 МПа, можно рассчитывать на то, что изготовленные гребные винты обладают достаточно хорошими прочностными характеристиками для использования в модельном эксперименте.

Таблица 2

Оценка прочности пластиковых гребных винтов

Номер винта	Точки в расчетном сечении	Моменты сопротивления в точке расчетного сечения 10^{-7} м^3	Напряжение максимальное, МПа
1	<i>A</i>	12,8	0,57
	<i>B</i> (сжатие)	8,7	0,84
	<i>C</i> (растяжение)	8,1	0,97
2	<i>A</i>	12,8	2,48
	<i>B</i> (сжатие)	8,7	1,87
	<i>C</i> (растяжение)	8,1	1,27
3	<i>A</i>	1,28	3,34
	<i>B</i> (сжатие)	8,71	2,30
	<i>C</i> (растяжение)	8,13	1,57

В состав экспериментальной установки входит специальный гидродинамический стенд (мотогондола) [10], закрепляемый к буксировочной тележке опытового бассейна так, чтобы на вращающуюся модель винта набегал невозмущенный поток. Максимально допустимая скорость буксировочной тележки с закрепленной мотогондолой составляет 3 м/с, максимальная частота вращения модели гребного винта — 35 с^{-1} , максимально допустимый упор гребного винта — 250 Н, максимально допустимый момент на гребном валу — 6 Н·м. В ходе испытаний измеряются момент Q и упор T модели винта, частота вращения модели n и скорость буксировочной тележки v_a .

Под гидродинамическими характеристиками гребных винтов понимают зависимости коэффициента упора $K_T = T / (\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$, коэффициента момента $K_Q = Q / (\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$ и коэффициента полезного действия $\eta = K_T \cdot J / (2 \cdot \pi \cdot K_Q)$ от относительной поступи $J = v_a / (n \cdot D)$.

В основу методики проведения испытаний серий моделей гребных винтов и последующего пересчета их на натуру заложены выводы теории подобия гидродинамических процессов [11], которые заключаются в том, что равенство безразмерных коэффициентов сил и моментов модели и натуре должно быть основано на равенстве критериев подобия, к которым относят следующие величины:

- число Фруда — $Fr = \pi n \sqrt{D/g}$;
- число Рейнольдса — $Re = 5nD^2 A_E / (v A_0 z)$;
- число кавитации σ_0 ;
- число Струхала, совпадающее для гребных винтов с относительной поступью J .

Здесь n — частота вращения гребного винта, c^{-1} ;

v_a — скорость натекания потока на винт, m/c ;

$g = 9,81$ — ускорение свободного падения, m/c^2 ;

D — диаметр винта, m ;

v — кинематическая вязкость жидкости, m^2/c ;

A_E — площадь спрямленной площади лопастей гребного винта, m^2 ;

$A_0 = \pi D^2/4$ — площадь диска гребного винта, m^2 ;

z — число лопастей винта.

Критерий подобия Фруда должен учитываться в том случае, когда винт неполностью или недостаточно погружается в воду, так как в этом случае имеет место значительное влияние свободной поверхности на условия его обтекания. В данном случае погружение оси всех моделей составило 0,55 м, что заведомо достаточно для исключения влияния эффектов, возникающих на свободной поверхности, на результаты опытов.

Подобие по числу Рейнольдса между натурой и моделью, как правило, недостижимо, поскольку при уменьшении диаметра ГВ, например, в два раза необходимо четырехкратное увеличение частоты вращения. В связи с этим во время испытаний моделей гребных винтов ведется наблюдение за тем, чтобы число Рейнольдса модели превышало критическое значение $Re_{кр} = (3-5) \cdot 10^5$ [11].

При проведении испытаний в опытовых бассейнах возможность влияния на число кавитации σ_0 практически отсутствует, а получаемые результаты соответствуют бескавитационному режиму работы винта [11].

Возможны два способа организации проведения испытаний:

- варьирование скорости при постоянной частоте вращения;
- изменение частоты вращения при постоянной скорости.

В данной работе был использован первый вариант, поскольку в этом случае расчетное число Рейнольдса (Re) остается неизменным. В табл. 3 представлены результаты расчета чисел Рейнольдса (Re) и относительных поступей J при различных режимах испытаний.

Таблица 3

Числа Рейнольдса и относительных поступей при испытаниях

Частота вращения n, c^{-1}	Число Рейнольдса (Re)	Относительная поступь J при скорости движения модели винта v_a						
		0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
15	$2,66 \cdot 10^5$	0,000	0,260	0,521	0,781	1,042	1,302	1,563
20	$3,54 \cdot 10^5$	0,000	0,195	0,391	0,586	0,781	0,977	1,172
30	$5,31 \cdot 10^5$	0,000	0,130	0,260	0,391	0,521	0,651	0,781

Как следует из табл. 3, при частоте вращения $20 c^{-1}$ число Рейнольдса превышает критическое значение $3,0 \cdot 10^5$, что с учетом максимально возможной скорости движения буксировочной

тележки, равной 3 м/с, позволяет практически полностью охватить интересующий диапазон от-носительных поступей $J = 0-1,2$.

Результаты (Results)

На рис. 4 приведены кривые действия гребных винтов, полученные в результате измерений. При этом точками отмечены экспериментальные данные, а кривыми — аппроксимации. Для удобства анализа по оси ординат приведены коэффициенты момента, увеличенные в 10 раз.

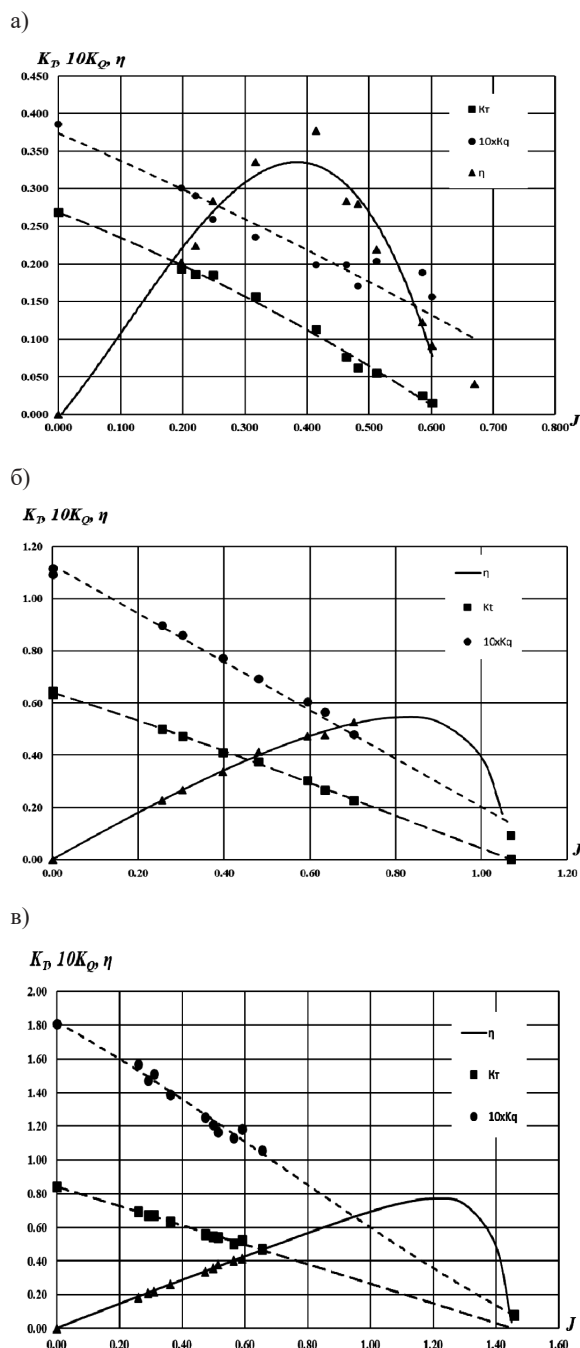


Рис. 4. Кривые действия моделей винтов «в свободной воде»:
а — ГВ № 1 $P_p/d = 0,6$; б — ГВ № 2 $P_p/D = 1,0$; в — ГВ № 3 $P_p/D = 1,4$

Полученные кривые действия моделей гребных винтов хорошо согласуются с эксперимен-тами других исследователей [1], [2], [5], [11]. Исходя из ранее изложенного, можно сделать вывод, что результаты проведенных испытаний корректны.

Обсуждение (Discussion)

Результаты испытаний приведены в виде диаграмм по форме Папмеля [1]. Такие диаграммы позволяют решать многие проблемы проектирования и определения гидродинамических характеристик гребных винтов и, в частности, задачи проектирования гребных винтов с оптимальной частотой вращения либо с оптимальным диаметром. Существуют две диаграммы: *корпусная*, построенная в координатах J - K_T , и *машинная*, построенная в координатах J - K_Q . На рис. 5 приведены, соответственно, корпусная и машинная диаграммы, полученные на основе имеющихся результатов испытаний.

Корпусная диаграмма с помощью вспомогательных коэффициентов (коэффициентов задания) K_{DT} и K_{NT} позволяет спроектировать винты, оптимальные по частоте вращения и диаметру соответственно:

$$K_{DT} = v_a D \sqrt{\rho / T} = J / \sqrt{K_T} ;$$

$$K_{NT} = v_a \sqrt[4]{\rho / T} / \sqrt{n} = J / \sqrt[4]{K_T} .$$

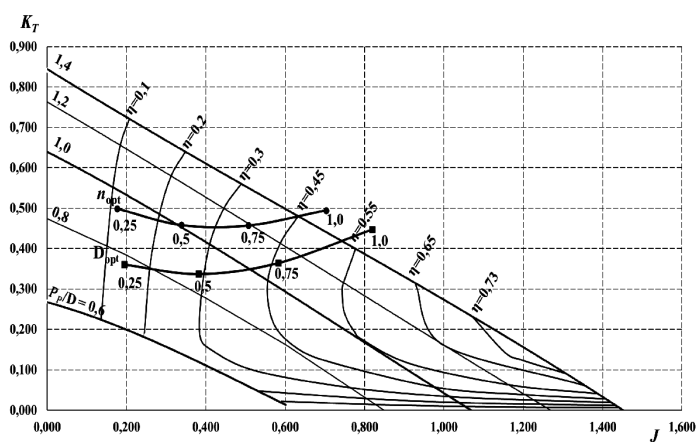
Машинная диаграмма устроена так же, как корпусная, за исключением того, что используются зависимости $\eta(J)$, а также несколько изменяются коэффициенты задания:

$$K_{DQ} = v_a D \sqrt{\rho \cdot v_a / P} = \sqrt{J^3 / (2\pi \cdot K_Q)} ,$$

$$K_{NQ} = v_a \sqrt[4]{\rho \cdot v_a / P} / \sqrt{n} = \sqrt[4]{J^5 / (2\pi \cdot K_Q)} ,$$

где P — мощность, подводимая к гребному винту, Вт.

а)



б)

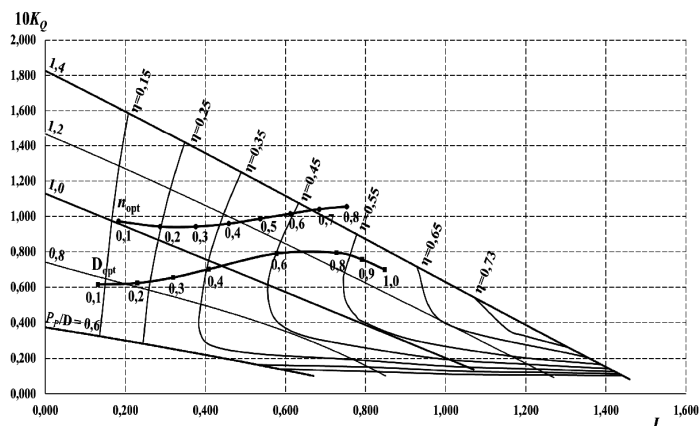


Рис. 5. Серийные диаграммы действия J - K_Q :

а — корпусная; б — машинная

Как выяснилось в ходе проведения испытаний, при частотах вращения винтов менее 30 с^{-1} (число Рейнольдса менее $5,3 \cdot 10^5$) безразмерные коэффициент упора и коэффициент момента винтов оказались зависящими от частоты вращения, что сделало возможным проводить испытания лишь в диапазоне относительных поступей $J = 0-0,7$ из-за ограничений скорости движения буксировочной тележки опытового бассейна с установленной мотогондолой.

Из результатов испытаний различных серий гребных винтов известно, что поступь нулевого упора (точка пересечения линии $K_T(J)$ с осью абсцисс) находится несколько правее поступи $J = H/D$, а поступь нулевого момента — правее поступи нулевого упора. Это обстоятельство позволило при дальнейшей обработке экстраполировать экспериментально полученные кривые действия $K_T(J)$ и $K_Q(J)$ для гребных винтов с $P_p/D = 1,0$ и $P_p/D = 1,4$ до поступи нулевого упора.

$K_T, 10K_Q, \eta$

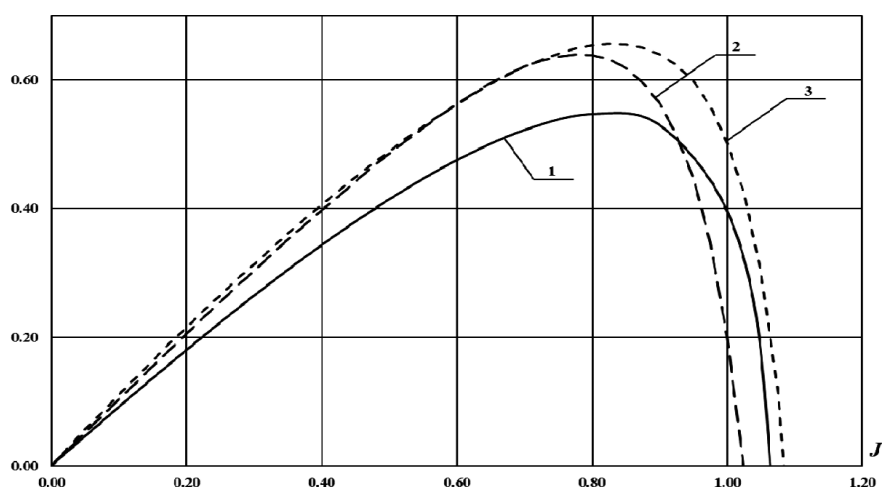


Рис. 6. Значения КПД гребных винтов с разной формой лопасти:

- 1 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов с усеченной формой лопасти (Каплана);
- 2 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов серии Трооста;
- 3 — расчетные результаты испытанной серии гребных винтов серии Завадовского

На рис. 6 видно, что кривая КПД серии моделей гребных винтов Каплана расположена ниже кривых КПД гребных винтов Трооста и Завадовского. Причиной такой разницы может служить интенсивное перетекание жидкости через концевую кромку лопасти винта Каплана, имеющего по сравнению с другими усеченную форму. Гребные винты Трооста и Завадовского имеют более сглаженную форму концевой кромки лопасти, позволяющей избежать данной проблемы и увеличить эффективность. Также при проектировании разработанной серии моделей гребных винтов Каплана был использован утолщенный профиль лопасти в целях обеспечения прочности. Данное обстоятельство является причиной возрастания значений коэффициентов упора K_T и коэффициентов момента K_Q , устанавливаемых в процессе экспериментальных исследований. Кроме того, диаметр ступицы испытанной модели составляет 0,22 от диаметра винта. Эта особенность также снижает коэффициент полезного действия примерно на 0,5–0,7 % [2].

Заключение (Conclusion)

В работе представлены результаты первого этапа исследования гидродинамических характеристик гребных винтов с усеченной формой лопасти и дисковым отношением, равным 1,0 в свободной воде. Испытания проводились в опытовом бассейне на предварительно собранной экспериментальной установке при различных скоростях движения и постоянной частоте вращения двигателя. В дальнейшем планируется выполнить испытания моделей такой же геометрии, но большего диаметра в насадках.

В ходе испытаний установлено, что частоту вращения необходимо повысить до 30 с^{-1} , что, в свою очередь, привело к сокращению программы испытаний вследствие режимных ограничений экспериментальной установки. Были получены кривые действия для каждой модели серии, что позволило построить корпусную и машинную диаграммы в форме Э. Э. Папмеля, дающие возможность выполнять проектировочные и поверочные расчеты гребных винтов Каплана с дисковым отношением, равным 1,0.

Полученные в работе результаты увеличивают возможности проектирования гребных винтов Каплана для использования в составе тяжелонагруженных движителей, таких как комплекс «гребной винт – насадка» или рабочее колесо водомета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по теории корабля: в 3 т. / Под ред. Я. И. Войткунского. — Л.: Судостроение, 1985. — Т. 1 : Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. — 768 с.
2. Басин А. М. Руководство по расчету и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания / А. М. Басин, Е. И. Степанюк. — Л.: Транспорт, 1977. — 268 с.
3. Tadros M. Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency / M. Tadros, M. Ventura, C. Guedes Soares // *Journal of Marine Science and Engineering*. — 2021. — Vol. 9. — Is. 11. — Pp. 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.
4. Пустошный А. В. Анализ перспектив применения композитных гребных винтов в судостроении / А. В. Пустошный, Н. В. Маринич, О. В. Савченко // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2023. — № 3 (405). — С. 26–48. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48.
5. Бавин В. Ф. Гребные винты. Современные методы расчета / В. Ф. Бавин, Н. Ю. Завадовский, Ю. Л. Левковский. — Л.: Судостроение, 1983. — 296 с.
6. Таранов А. Е. Определение гидродинамических характеристик моделей гребных винтов с учетом ламинарно-турбулентного перехода / А. Е. Таранов, М. П. Лобачев // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2015. — № 90 (374). — С. 47–54.
7. Жинкин В. Б. Модернизация кавитационной трубы с целью расширения ее экспериментальных возможностей / В. Б. Жинкин // *Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства*. — 2021. — № 62–63. — С. 74–77.
8. Дарчиев Г. К. Разработка технологии проектирования гребных винтов ледовых транспортных судов с улучшенными кавитационными характеристиками на режимах движения в свободной воде: дис. ...канд. техн. наук: 05.08.01 / Г. К. Дарчиев. — СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2021. — 131 с.
9. Пустошный А. В. Влияние шероховатости поверхности гребного винта на его пропульсивные характеристики / А. В. Пустошный, А. В. Сверчков, С. П. Шевцов // *Труды Крыловского государственного научного центра*. — 2019. — № 4 (390). — С. 11–26. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-4-390-11-26.
10. Яцук Ю. В. Стенд для определения гидродинамического момента, возникающего при вращении подводного аппарата на месте / Ю. В. Яцук, А. К. Афанасьев // *Сборник тезисов докладов национальной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»*. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2018. — С. 213–214.
11. Бавин В. Ф. Ходкость и управляемость судов / В. Ф. Бавин, В. М. Зайков, В. Г. Павленко [и др.]. — М.: Транспорт, 1991. — 397 с.

REFERENCES

1. Voitkunsii, Ya. I., ed. *Spravochnik po teorii korablya*. Vol. 1. L.: Sudostroenie, 1985.
2. Basin, A. M., and E. I. Stepanyuk. *Rukovodstvo po raschetu i proektirovaniyu grebnykh vintov sudov vnutrennego plavaniya*. L.: Transport, 1977.
3. Tadros, Mina, Manuel Ventura, and Carlos Guedes Soares. “Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency.” *Journal of Marine Science and Engineering* 9.11 (2021): 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.

4. Pustoshny, A. V., N. V. Marinich, and O. V. Savchenko. "Prospects of composite propellers in shipbuilding." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 3(405) (2023): 26–48. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-26-48.
5. Bavin, V. F., N. Yu. Zavadovskii, and Yu. L. Levkovskii. *Grebnye vinty. Sovremennye metody rascheta*. L.: Sudostroenie, 1983.
6. Taranov, A. E., and M. P. Lobachev. "Importance of considering laminary-turbulent transition in hydrodynamic calculations of propeller models." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 90(374) (2015): 47–54.
7. Zhinkin, V. B. "Modernization of cavitation tunnel to increase experimental possibilities." *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping* 62–63 (2021): 74–77.
8. Darchiev, G. K. *Razrabotka tekhnologii proektirovaniya grebnykh vintov ledovykh transportnykh sudov s uluchshennymi kavitatsionnymi kharakteristikami na rezhimakh dvizhenie v svobodnoi vode*. PhD diss. SPb.: FGUP «Krylovskii gosudarstvennyi nauchnyi tsentr», 2021.
9. Pustoshny, A. V., A. V. Sverchkov, and S. P. Shevtsov. "Roughness of propeller blade surface and its implications for propulsion performance." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 4(390) (2019): 11–26. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-4-390-11-26.
10. Yatsuk, Yu. V., and A. K. Afanas'ev. "Stend dlya opredeleniya gidrodinamicheskogo momenta, voznikayushchego pri vrashchenii podvodnogo apparata na meste." *Sbornik tezisov dokladov natsional'noi nauchno-prakticheskoi konferentsii professorsko-prepodavatel'skogo sostava FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S. O. Makarova»*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2018. 213–214.
11. Bavin, V. F., V. M. Zaikov, V. G. Pavlenko, and L. B. Sandler. *Khodkost' i upravlyaemost' sudov*. M.: Transport, 1991.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Афанасьев Андрей Константинович —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Двинская, 5/7
e-mail: Af-an-ko@ya.ru

Ревенко Екатерина Сергеевна — инженер
ООО «Форсс технологии»
190013, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Бронницкая 44/117, лит. А, пом.1Н
e-mail: yekaterina1919_the_gost@list.ru

Ушаков Константин Михайлович —
старший преподаватель,
ведущий инженер-конструктор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Двинская, 5/7
ООО «Форсс технологии»
190013, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Бронницкая 44/117, лит. А, пом.1Н
e-mail: lotinskey@yandex.ru,
kaf_shipbuilding@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Afanasyev, Andrei K. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: Af-an-ko@ya.ru

Revenko, Ekaterina K. — Engineer
Forss Tekhnologii, Ltd.
44/117 Bronnitskaya Str., St. Petersburg, 190013,
Russian Federation
e-mail: yekaterina1919_the_gost@list.ru

Ushakov, Konstantin M. —
Senior lecturer,
Leading Design Engineer
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
Forss Tekhnologii, Ltd.
44/117 Bronnitskaya Str., St. Petersburg, 190013,
Russian Federation
e-mail: lotinskey@yandex.ru,
kaf_shipbuilding@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 18 июля 2024 г.
Received: July 18, 2024.

LIFE CYCLE MANAGEMENT OF CRITICAL REFURBISHABLE PARTS OF SHIP EQUIPMENT

L. B. Leont'ev¹, A. L. Leont'ev²

¹ — Maritime State University named after adm. G. I. Nevelskoy,
Vladivostok, Russian Federation

² — DVC "DalRAO" — branch of FSUE "Radon", Vladivostok, Russian Federation

To ensure the product life cycle (PLC), foreign and domestic information technologies have been developed that mainly ensure the stages of design and manufacture of products, but they do not allow for automation of the design of technologies for restoration and strengthening of parts. The relevance of restoration of critical parts of ship equipment is due to dependence on foreign supplies of equipment and spare parts (SP), as well as sanctions from unfriendly states, which complicated the acquisition of SP, and the need for import independence arose. The paper shows that life cycle management of a restored part has a significant impact on the efficiency of marine fleet operation, and provides stages and main sub-stages of the life cycle of restored parts of ship equipment. Restoration of parts is considered appropriate if the required durability and savings are ensured compared to manufacturing or purchasing a new part. The concept of life cycle management of restored parts is provided. Life cycle management of restored parts includes planning, control and management of all stages, as well as decision-making to ensure the durability of the part through the use of advanced materials and coating formation technologies. The stage of the life cycle of the restored part, determining the service life of the part, the economic efficiency of its restoration and subsequent operation, is the technological process that ensures the optimal chemical composition, mechanical and structural parameters of the coating. All the properties of the restored part are laid down at the stage of designing the technological process. The prospects of using the life cycle management of the restored part are shown using the example of restoring precision parts of the fuel equipment of marine diesel engines. The use of various technologies for the same type of restored precision parts allows obtaining coatings with different chemical composition, mechanical properties, structure and, accordingly, different values of durability and cost price to ensure the specified service life of the tribological unit at an acceptable price.

Keywords: life cycle, technological process, part, control, restoration, strengthening, tribo unit, wear resistance, marine equipment, coating. ship equipment, systems approach.

For citation:

Leont'ev, Lev B., and Andrey L. Leont'ev. "Life cycle management of critical refurbishable parts of ship equipment." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 530–537. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-530-537.

УДК 629.5.083.5

УПРАВЛЕНИЕ ЖИЗНЕННЫМ ЦИКЛОМ ОТВЕТСТВЕННЫХ ВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ СУДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Л. Б. Леонтьев¹, А. Л. Леонтьев²

¹ — Морской государственный университет им. адм. Г. И. Невельского,
Владивосток, Российская Федерация

² — ДВЦ «ДальРАО» — филиал ФГУП «Радон», Владивосток, Российская Федерация

Темой работы является исследование вопросов технологий восстановления и упрочнения деталей для обеспечения жизненного цикла изделия. Отмечается, что разработанные информационные зарубежные и отечественные технологии, обеспечивающие преимущественно этапы проектирования и изготовления изделий, не позволяют автоматизировать проектирование технологий восстановления и упрочнения деталей. Обращается внимание на то, что актуальность восстановления ответственных деталей судового оборудования обусловлена зависимостью от зарубежных поставок оборудования и запасных частей, а также введением санкций недружественных государств, усложнивших приобретение запасных частей,

в связи с чем возникла необходимость в импортозамещении. Показано, что управление жизненным циклом восстанавливаемой детали оказывает значительное влияние на эффективность эксплуатации морского флота, приведены этапы и основные подэтапы жизненного цикла восстанавливаемых деталей судового оборудования. Восстановление деталей считается целесообразным, если обеспечивается требуемая долговечность и экономия по сравнению с изготовлением или приобретением новой детали. Предложена концепция управления жизненным циклом восстанавливаемых деталей, включающая планирование и контроль на всех этапах, а также принятие решений по обеспечению долговечности детали за счет применения перспективных материалов и технологий формирования покрытия. Отмечается, что этапом управления жизненным циклом восстанавливаемых деталей, определяющим срок службы детали, экономическую эффективность ее восстановления и последующей эксплуатации, является технологический процесс, обеспечивающий оптимальные химический состав, механические и структурные параметры покрытия, а также подчеркивается, что все свойства восстановленной детали закладываются на этапе проектирования технологического процесса. Сделан вывод о том, что перспективность применения управления жизненным циклом таких деталей зависит от восстановления прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей. Показано, что применение различных технологий для однотипных восстанавливаемых прецизионных деталей позволяет получать покрытия с различными химическим составом, механическими свойствами, структурой и, соответственно, разными величинами долговечности и себестоимости для обеспечения заданного срока службы трибоузла при приемлемой цене.

Ключевые слова: жизненный цикл, технологический процесс, деталь, управление, восстановление, трибоузел, износостойкость, судовое оборудование, покрытие.

Для цитирования:

Леонтьев Л. Б. Управление жизненным циклом ответственных восстанавливаемых деталей судового оборудования / Л. Б. Леонтьев, А. Л. Леонтьев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 530–537. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-530-537.

Введение (Introduction)

Для обеспечения конкурентоспособности предприятия машиностроения постоянно обновляют выпуск изделий чтобы удовлетворить требования заказчиков. Сократить время вывода на рынок нового изделия и тем самым повысить эффективность деятельности производственным предприятиям позволяет применение технологии управления жизненным циклом изделия (ЖЦИ), или продукции [1]–[8], для обеспечения управления жизненным циклом которого разработаны информационные технологии, обеспечивающие преимущественно этапы проектирования и изготовления изделий [5]. Существенным недостатком зарубежных систем ЖЦИ машиностроения является отсутствие подсистем технологической подготовки производства и проектирования технологических процессов (ТП) [4]–[8].

Актуальность восстановления ответственных деталей судового оборудования обусловлена зависимостью от зарубежных поставок оборудования и запасных частей (ЗЧ), а также санкциями недружественных государств, усложнившими приобретение ЗЧ, в связи с чем возникла необходимость в импортозамещении [9]. Восстановление изношенных деталей судового оборудования, особенно дизелей, является важнейшим резервом экономии трудовых и материальных ресурсов в судоремонте, позволяя значительно снизить дефицит ЗЧ. Основные свойства детали, которые предусматривают ее надежность и эффективность, должны быть учтены при проектировании ТП восстановления детали для обеспечения ее успешного функционирования и удовлетворения потребностей пользователей [3].

Проблема с ЗЧ может быть решена повышением износостойкости поверхностей трения путем формирования износостойких покрытий, обеспечивающих значительное увеличение срока эксплуатации до отказа и последующего их восстановления. Для повышения конкурентоспособности и эффективности предприятий, занимающихся изготовлением и восстановлением ответственных деталей, необходимо внедрять систему управления их жизненным циклом.

Целью статьи является разработка концепции управления жизненным циклом восстанавливаемых деталей для создания высококачественного изделия и апробация ее при восстановлении прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей для удовлетворения потребностей рынка и обеспечения устойчивости и конкурентоспособности предприятия.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Восстановление деталей является целесообразным, если обеспечивается требуемая долговечность и экономия по сравнению с изготовлением или приобретением новой детали. Границы ресурса восстановленной детали могут быть определены следующим неравенством:

$$t_{\text{мр}} \leq t_{\text{в}} \leq t_{\text{о}},$$

где $t_{\text{мр}}$, $t_{\text{в}}$, $t_{\text{о}}$ — ресурсы: межремонтный оборудования (механизма), восстановленной детали, до списания оборудования соответственно, тыс. ч.

Расчет показателей безотказности выполняется в соответствии с ГОСТом Р 27.102–2021 «Надежность в технике. Надежность объекта. Термины и определения». Стоимость восстановленной детали, как правило, не должна превышать 60 % стоимости новой.

Для апробации концепции жизненного цикла восстанавливаемых деталей (ЖЦВД) были проанализированы следующие показатели, полученные в результате использования различных технологий восстановления прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей, установленных на судах Дальнего Востока: стоимость технологического процесса и наработка деталей до отказа. Для восстановления прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей использовались три технологии, характеризующиеся различной стоимостью и обеспечивающие заданный срок службы в зависимости от особенностей условий их работы:

- гальваническое хромирование;
- гальваническое хромирование с последующим фрикционно-силовым модифицированием органо-неорганическим композитом — вермикулит и хитозан для повышения износостойкости плунжера в несколько раз [10];
- ионно-плазменное нанесение покрытия нитридом титана, обеспечивающего очень высокую твердость (2287 HV) и износостойкость.

Результаты и обсуждение (Results and Discussion)

Жизненный цикл восстанавливаемой детали — это последовательность этапов, которые она проходит, начиная с проектирования технологического процесса и заканчивая утилизацией. Каждый этап имеет свои особенности и требует определенных ресурсов. Для управления ЖЦВД восстанавливаемых и упрочняемых деталей в первую очередь необходимо определить этапы и их функциональные особенности (рис.). Управление жизненным циклом изделия включает планирование, контроль и управление всеми этапами, а также принятие решений по обеспечению долговечности детали за счет применения перспективных материалов и технологий формирования покрытия.

Наиболее важным этапом жизненного цикла детали является период ее эксплуатации. Именно его анализ позволяет решить проблему оптимального, теоретически обоснованного срока службы детали, который, как правило, должен быть равен сроку службы оборудования или узла, в который она входит. Этапом, определяющим срок службы детали и экономическую эффективность последующей эксплуатации, является ТП, который обеспечивает химический состав, механические и структурные параметры покрытия и, соответственно, триботехнические свойства трибосопряжения. Все свойства восстановленной детали закладываются на этапе проектирования ТП.

Основной причиной отказа 90 % деталей судового оборудования является износ поверхностей трения, величина которого у большинства отказавших деталей находится в пределах 0,1–1,0 мм. Современный уровень развития методов формирования покрытий позволяет достичь практически любых показателей долговечности детали, однако, как правило, увеличение долговечности приводит к увеличению себестоимости технологии, поэтому эффект от повышения долговечности детали не возместит их, и суммарный результат от разработанного ТП будет отрицательным.

Техническое использование восстановленных деталей заключается в их повторном использовании, после того как в процессе восстановления им были возвращены или приданы показатели безотказности и износостойкости, близкие к исходным, исходные или выше их.

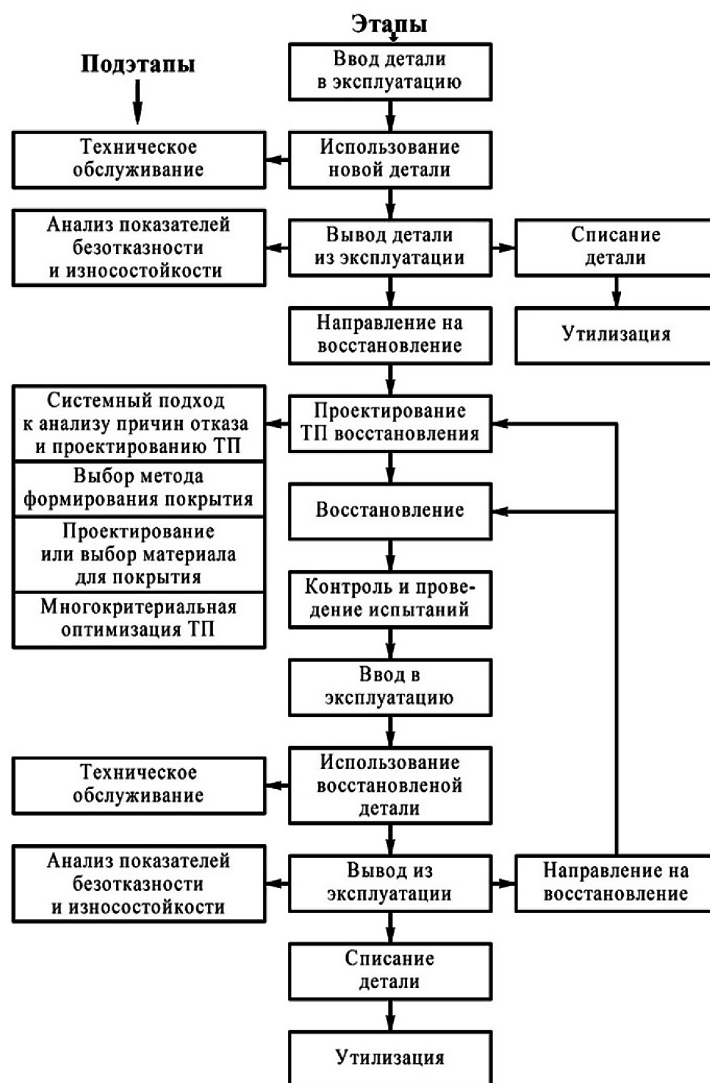


Схема этапов и подэтапов жизненного цикла восстанавливаемой детали

Для оценки экономической эффективности и целесообразности применяемых технологических процессов (ТП) восстановления и упрочнения конкретных типов деталей необходимо осуществлять контроль за их эксплуатацией и рассчитывать некоторые параметры их надежности для сравнения с соответствующими параметрами новых деталей, обычно ограничивающимися определением некоторых показателей безотказности или долговечности и износостойкости.

На основе результатов эксплуатации определяются показатели безотказности и средняя скорость изнашивания поверхности трения детали, а также доминирующий вид изнашивания. Рассчитываются следующие показатели: средняя наработка до отказа (t , тыс. ч), коэффициент вариации средней наработки до отказа, средняя скорость изнашивания поверхности трения, мм/тыс. ч) и коэффициент вариации средней скорости изнашивания. После вывода детали из эксплуатации принимается решение о ее списании или направлении на повторное восстановление в зависимости от технического состояния и экономической целесообразности.

При оптимизации технологических процессов в качестве критериев оптимизации предпочтительно использовать скорость изнашивания, определяющую наработку детали до отказа, и себестоимость ТП. Скорость изнашивания деталей трибосопряжения зависит от прочности основного металла детали, химического состава и физико-механических параметров поверхностного слоя, а также от величины коэффициента трения в сопряжении. Химический состав

триботехнического материала и параметры формирования покрытия обеспечивают управление механическими параметрами покрытия и триботехническими свойствами сопряжения, которые определяют, в свою очередь, скорости изнашивания поверхностей трения.

Использование восстановленных деталей предполагает необходимость выполнения следующих мероприятий:

- 1) проверка готовности к использованию, ввод и вывод из эксплуатации;
- 2) оценка и регистрация отклонений в работе судового оборудования с восстановленными деталями;
- 3) контроль и учет технического состояния восстановленных деталей;
- 4) анализ показателей безотказности и износостойкости восстановленных деталей.

При использовании восстановленных деталей должны заполняться формы судовой учетно-отчетной документации по технической эксплуатации с отметкой:

- шифра или краткого содержания и места восстановления;
- кратности восстановления;
- наработки детали в часах до и после восстановления.

Определение пригодности изношенных деталей для повторного восстановления на предприятиях необходимо осуществлять в соответствии с нормативно-технической документацией. К повторному восстановлению не допускаются детали, достигшие своего предельного состояния, т. е. выработавшие полный назначенный ресурс, указанный в нормативно-технической и конструкторской документации. Если наработка до отказа восстановленной детали или износостойкость не удовлетворяют установленным требованиям, то повторно проектируется ТП, который должен обеспечить заданный ресурс.

Экономическая эффективность восстановления детали зависит от стоимостной эффективности в процессе производства, эксплуатации и обслуживании, включающей затраты на материалы, электроэнергию и трудовые ресурсы, а также увеличение срока службы и снижение эксплуатационных расходов.

Разработанная авторами данного исследования в 2015 г. в ООО «Научно-производственный центр “Дальмак”» концепция ЖЦВД была апробирована при восстановлении прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей и обеспечила устойчивость и конкурентоспособность предприятия.

Опыт восстановления прецизионных деталей топливной аппаратуры (более 6 тыс. плунжерных пар всех типов судовых дизелей, эксплуатирующихся в Дальневосточном бассейне, и около 400 распылителей форсунок) позволяет сделать вывод о том, что судовладельцы согласны использовать восстановленные детали на судах при их цене не более 60 % от стоимости новых и обеспечении наработки на отказ не менее 80 % срока службы новых (данные приведены в таблице). В противном случае они предпочитают приобретать новые детали и узлы.

Необходимость разработки различных технологий вызвана низкой наработкой до отказа некоторых типов деталей из-за различных конструктивных особенностей и условий их работы. Большинство плунжерных пар с плунжерами с покрытием пористым хромом имели наработку примерно такую же, как и новые, однако их стоимость была намного ниже [11]. Для плунжерных пар СОД ZH 40/48, ZV 40/48, MAN B&W 9L28/32 A-F была разработана технология, обеспечивающая более высокую износостойкость для обеспечения заданного срока службы. Для пары трения «игла – корпус распылителя» хромовое покрытие не обеспечивало ее приемлемый ресурс, поэтому для восстановления было использовано ионно-плазменное напыление нитридом титана на иглу.

Применение различных технологий позволило получать покрытия с различными химическим составом, механическими свойствами (см. таблицу), структурой и, соответственно, разной износостойкостью, обеспечив тем самым заданный срок службы трибоузла [10].

Все типы применяемых покрытий характеризуются существенно меньшим коэффициентом трения в условиях трения при граничной смазке. Отказы восстановленных пар наблюдались вследствие, как правило, износа неупрочненной сопряженной детали.

**Технико-экономические показатели новых
и восстановленных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей**

Наименование пары трения и тип (марка) дизеля	Тип покрытия плунжера / иглы	Механические свойства покрытия		Средняя наработка детали до отказа, тыс. ч	Отношение стоимости восстановленной детали к новой*, %
		Модуль упругости, $E \cdot 10^5$ Н/мм ²	Микротвердость, HV		
Плунжерная пара МОД	Новая пара без покрытия	2,05	637	28,1	100
	Пористый хром	2,4	1043	26,6	25–30
Плунжерная пара СОД	Нет	2,05	637	22,0	–
	Пористый хром	1,97	965	21,6	30–40
	Нитрид титана	1,90	2364	25,8	≤ 60
Плунжерная пара СОД (ZH 40/48, ZV 40/48, MAN B&W 9L28/32 A-F)	Пористый хром + (вермикулит + хитозан)	1,95	1032	29,7	50–60
Игла – корпус распылителя форсунки	Новая пара без покрытия	1,27	801	–	100
Игла – корпус распылителя форсунки	Нитрид титана	1,84	2287	–	≤ 60

* — в ценах 2018 г.

Следует отметить, что динамическая гидроплотность пар и цикловая подача топлива плунжерными парами с износостойким покрытием плунжера остаются практически неизменными в течение более длительного времени (период стабильной динамической гидроплотности в среднем в 2–3 раза больше, чем для пар без покрытия) [11], что повышает их срок службы и эффективность работы дизеля. Таким образом, управление жизненным циклом восстанавливаемых деталей повышает эффективность эксплуатации морского флота благодаря их высокому качеству при значительно меньшей стоимости.

Выводы (Summary)

На основе выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Предлагаемая концепция управления жизненным циклом восстанавливаемой детали апробирована при восстановлении прецизионных деталей топливной аппаратуры судовых дизелей.
2. Применение данной концепции позволяет стабильно работать предприятию, занимающемуся восстановлением ответственных дорогостоящих деталей, в условиях конкуренции и успешно продавать свои услуги.
3. Основным этапом жизненного цикла восстанавливаемой детали является технологический процесс, определяющий ее срок службы и стоимость восстановления.

4. Рациональный технологический процесс позволяет получать оптимальные механические и триботехнические свойства покрытий при приемлемой его стоимости и необходимом ресурсе трибоузла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ерофеев В. С. Методы и технологии управления жизненным циклом сложных изделий и инженерных объектов / В. С. Ерофеев // Экономика высокотехнологичных производств. — 2020. — Т. 1. — № 2. — С. 53–62. DOI: 10.18334/evp.1.2.110966.

2. Лёсин И. А. Управление жизненным циклом изделия на предприятиях машиностроения (Product Lifecycle Management) / И. А. Лёсин, А. А. Дивненко // Информационные технологии в науке и образовании. Проблемы и перспективы: сборник статей по материалам VIII Всероссийской межвузовской научно-практической конференции. — Пенза: Пензенский государственный университет, 2021. — С. 369–371.

3. Водин Д. В. Жизненный цикл машиностроительной продукции как один из факторов экономической эффективности / Д. В. Водин // Экономика, управление, финансы. материалы VI Международной научной конференции. Сер. «Молодой ученый» 2016. — Краснодар: Новация, 2016. — С. 26–28.

4. Евгеньев Г. Б. Методы и средства управления жизненным циклом изделий машиностроения / Г. Б. Евгеньев, Б. В. Кузьмин, В. И. Рубакина // Системы управления, связи и безопасности. — 2015. — № 4. — С. 198–216.

5. Петрушин С. И. Организация жизненного цикла изделий машиностроения / С. И. Петрушин, Р. Х. Губайдулина // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. — 2014. — № 7. — С. 137–138.

6. Управление жизненным циклом изделия (концепция PLM) [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.plm-ural.ru/resheniya/upravlenie-zhiznennym-ciklom-izdeliya-konceptsiya-plm> (дата обращения: 27.03.2024).

7. Степошина С. В. Системы поддержки жизненного цикла изделия российских разработчиков / С. В. Степошина // Современное перспективное развитие науки, техники и технологий: сборник научных статей Международной научно-технической конференции. — Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2023. — С. 384–388.

8. Кондусова В. Б. Разработка имитационной модели жизненного цикла сложных изделий машиностроения с длительным сроком эксплуатации на основе применения контракта жизненного цикла / В. Б. Кондусова, Д. В. Кондусов // Информационные технологии в проектировании и производстве. — 2019. — № 2 (174). — С. 30–34.

9. Распоряжение Правительства РФ от 28.10.2019 № 2553-р «Об утверждении Стратегии развития судостроительной промышленности на период до 2035 года» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://static.government.ru/media/files/WlszzFJXA26YAXaOifb1H2KQqmi1D7S7.pdf> (дата обращения: 27.03.2024).

10. Леонтьев Л. Б. Повышение долговечности прецизионных деталей судовых дизелей формированием композиционных покрытий на поверхности плунжера / Л. Б. Леонтьев, А. Л. Леонтьев, К. А. Молоков // Морские интеллектуальные технологии. — 2023. — № 1–1 (59). — С. 73–80. DOI: 10.37220/MIT.2023.59.1.007.

11. Кучеров В. Н. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на эксплуатационные показатели судовых дизелей / В. Н. Кучеров, Л. Б. Леонтьев, А. Л. Леонтьев // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. — 2021. — № 1 (46). — С. 49–62. DOI: 10.24866/2227-6858/2021-1-5.

REFERENCES

1. Erofeev, V. S. “Methods and technologies for managing the life cycle of complex products and engineering objects.” *Economy of high-tech enterprises* 1.2 (2020): 53–62. DOI: 10.18334/evp.1.2.110966.

2. Lesin, I. A., and A. A. Divnenko. “Upravlenie zhiznennym tsiklom izdeliya na predpriyatiyakh mashinostroeniya (product lifecycle management).” *Sbornik statei po materialam VIII Vserossiiskoi mezhvuzovskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii Informatsionnye tekhnologii v nauke i obrazovanii. Problemy i perspektivi*. Penza.: Izd-vo PGU, 2021. 369–371.

3. Vodin, D. V. “Zhiznennyi tsikl mashinostroitel’noi produktsii kak odin iz faktorov ekonomicheskoi effektivnosti.” *Ekonomika, upravlenie, finansy. materialy VI Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii. Ser. “Molodoi uchenyi”* 2016. Krasnodar: Novatsiya, 2016. 26–28.
4. Evgeniev, G. B., B. V. Kuzmin, and V. I. Rubakhina. “Methods and tools for product lifecycle management in mechanical engineering.” *Systems of Control, Communication and Security* 4 (2015): 198–216.
5. Petrushin, S. I., and R. X. Gubaidulina. “Organizatsiya zhiznennogo tsikla izdelii mashinostroeniya.” *International journal of applied and fundamental research* 7 (2014): 137–138.
6. Upravlenie zhiznennym tsiklom izdeliya (kontseptsiya PLM). Web. 27 March 2024 <<https://www.plm-ural.ru/resheniya/upravlenie-zhiznennym-tsiklom-izdeliya-koncepciya-plm>>.
7. Steposhina, S. V. “Product lifecycle support systems of Russian developers.” *Sovremennoe perspektivnoe razvitie nauki, tekhniki i tekhnologii. Sbornik nauchnykh statei Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii*. Voronezh: Voronezhskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2023. 384–388.
8. Kondusova, V. B., and D. V. Kondusov. “Development of a simulation model of the life cycle of complex engineering products with a long service life based on the application of a life cycle contract.” *Information technology of CAD/CAM/CAE* 2(174) (2019): 30–34.
9. Rasporyazhenie Pravitel’sтва RF ot 28.10.2019 № 2553-r «Ob utverzhdenii Strategii razvitiya sudostroitel’noi promyshlennosti na period do 2035 goda». Web. 27 March 2024 <<http://static.government.ru/media/files/WlszzFJXA26YAXaOifb1H2KQqmi1D7S7.pdf>>.
10. Leont’ev, L. B., A. L. Leont’ev, and K. A. Molokov. “Increasing the durability of precision parts of marine diesel engines by forming composite coatings on the surface of the plunger.” *Marine Intelligent Technologies* 1–1(59) (2023): 73–80. DOI: 10.37220/MIT.2023.59.1.007.
11. Kucherov, V., L. Leont’ev, and A. Leont’ev. “Influence of wear of high-pressure fuel pump plunger pairs on the performance of marine diesel engines.” *FEFU: School of Engineering Bulletin* 1(46) (2021): 49–62. DOI: 10.24866/2227-6858/2021-1-5.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Леонтьев Лев Борисович —
доктор технических наук, профессор
Морской государственный университет
им. адм. Г. И. Невельского
600003, Российская Федерация, г. Владивосток,
ул. Верхнепортовая, 50а
e-mail: leontyev.l.b@yandex.ru
Леонтьев Андрей Львович —
кандидат технических наук, директор
ДВЦ «ДальРАО» — филиал ФГУП «Радон»
690013, Российская Федерация, г. Владивосток,
ул. Флотская 1-я, д. 39А
e-mail: gfi25leontev@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Leont’ev, Lev B. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Maritime State University
named after adm. G. I. Nevelsky
50a Verkhneportovaya Str., Vladivostok, 600003,
Russian Federation
e-mail: leontyev.l.b@yandex.ru
Leont’ev, Andrey L. —
PhD, director
DVC “DalRAO” — branch of FSUE “Radon”
39A Flotskaya Str., Vladivostok, 690013,
Russian Federation
e-mail: gfi25leontev@mail.ru

Статья поступила в редакцию 3 июля 2024 г.
Received: July 3, 2024.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-538-552

ANALYSIS OF THE APPLICATION OF NATURAL CIRCULATION OF COOLING MEDIA IN SHIPBOARD REACTOR INSTALLATIONS

V. I. Korolev

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

In projects of floating facilities with a nuclear power plant, great importance is attached to the formation of a set of properties of the internal self-protection of the reactor, i. e. the development of properties that ensure its safety based on natural feedbacks, processes and characteristics. To do this, the RU project is based on physical patterns and technical solutions that prevent or minimize possible consequences from emergency situations. In particular, the natural circulation of the coolant in case of loss of power supply by the circulation pumps of the first round allows cooling the core after its transfer to a subcritical state. However, in order for a natural circulation to occur sufficient to ensure nuclear and radiation safety, certain conditions must be met in a particular case. The paper notes that the most important property of reactor installations of nuclear vessels is their ability to ensure natural circulation of the coolant in emergency situations, as well as when operating at capacity. This makes it possible to reduce the dependence of reactor plant safety on the technical condition of power supplies. Currently, natural circulation of auxiliary cooling media in passive safety systems is also widely used in reactor installations. These include emergency reactor cooling systems using an emergency cooling system, including using intermediate heat exchangers; reducing emergency pressure in the protective shell in case of an accident with a large coolant leak; cooling the reactor vessel in an out-of-design accident with the formation of corium. The paper proposes a method for preliminary analysis of the reactor plant's ability to ensure natural circulation of the coolant, which allows us to compare various design solutions that contribute to an increase in coolant consumption during natural circulation. It is shown that for the operation of the reactor plant in stand-down mode and at energy power levels with natural circulation of the coolant, it is advisable to switch to boiling reactors. Passive safety systems using natural circulation have received special development on new nuclear vessels of projects 20870, 22220, 10510. Further development of safety systems using natural circulation to move cooling media is predicted.

Keywords: natural circulation, specific gravity, density difference, driving pressure, permissible flow rate, hydraulic resistance, circulation circuit, passive system, aggregate state, intermediate heat exchanger.

For citation:

Korolev, Vladimir I. "Analysis of the application of natural circulation of cooling media in shipboard reactor installations." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 538–552. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-538-552.

УДК 629.12–8:621.039

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЮЩИХ СРЕД В СУДОВЫХ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВКАХ

В. И. Королёв

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

В работе проанализированы проектные решения по использованию естественной циркуляции для расхолаживания активных зон плавучих объектов с ядерной энергетической установкой при различных начальных условиях. Отмечается, что важнейшим свойством реакторных установок атомных судов

является заложенные в проект возможности по обеспечению естественной циркуляции теплоносителя в аварийных ситуациях, а также при работе на мощности. Это позволяет снизить зависимость безопасности реакторных установок от технического состояния источников электропитания. В настоящее время в реакторных установках также широко используется естественная циркуляция вспомогательных охлаждающих сред в пассивных системах безопасности. К ним относятся системы аварийного охлаждения реактора при помощи цистерны аварийного расхолаживания в том числе с использованием промежуточных теплообменников, снижения аварийного давления в защитной оболочке при аварии с большой течью теплоносителя, охлаждения корпуса реактора в запроектной аварии с образованием кориума. Предложен метод предварительного анализа возможности реакторной установки по обеспечению естественной циркуляции теплоносителя, позволяющий сопоставлять различные конструктивные решения, способствующие увеличению расхода теплоносителя при естественной циркуляции. Показано, что для работы реакторной установки в стояночном режиме и на энергетических уровнях мощности при естественной циркуляции теплоносителя целесообразным является переход к кипящим реакторам. Широкое применение получили пассивные системы безопасности с использованием естественной циркуляции на новых атомных судах пр. 20870, 22220, 10510. Прогнозируется дальнейшее развитие систем безопасности, использующих естественную циркуляцию для перемещения охлаждающих сред.

Ключевые слова: естественная циркуляция, удельный вес, разность плотностей, движущий напор, допустимый расход, гидравлическое сопротивление, циркуляционный контур, пассивная система, агрегатное состояние, промежуточный теплообменник.

Для цитирования:

Королёв В. И. Анализ применения естественной циркуляции охлаждающих сред в судовых реакторных установках / В. И. Королёв // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 538–552. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-538-552.

Введение (Introduction)

Формированию необходимых и достаточных условий для организации естественной циркуляции (ЕЦ) теплоносителя и вспомогательных охлаждающих сред на плавучих объектах с ядерной энергетической установкой в нормативных документах Ростехнадзора и Российского морского регистра судоходства придается большое значение. При этом по мере совершенствования реакторных установок «ОКБМ Африкантов» проявляет максимальную заинтересованность в увеличении уровня ЕЦ теплоносителя и вспомогательных охлаждающих сред. Это наилучшим образом проявляется в проектах моноблочных реакторных установок «РИТМ-200» [1] и «РИТМ-400». Ставятся также задачи безопасного развития атомных энергетических технологий в Арктике [2] и совершенствования систем аварийного охлаждения реакторных установок плавучих объектов [3].

Естественная циркуляция возникает за счет разницы в весе *опускного* и *подъемного* столбов жидкости (сред). В свою очередь, разность в весе связана с зависимостью плотности (удельного веса) воды от температуры. ЕЦ реализуется, если на определенном участке замкнутого контура подводится тепловая энергия q_1 , а на другом участке тепловая энергия q_2 отводится. В статике $q_1 = q_2$. При этом участок теплоотвода должен располагаться как можно выше участка теплоподвода.

Естественная циркуляция может рассматриваться в следующих случаях работы РУ: обеспечение стояночного режима ледокола, работа на мощности при отключенных ЦНПК, работа в аварийных режимах при потере электропитания ЦНПК, охлаждение вспомогательных сред в пассивных системах безопасности. Основной задачей, решаемой при использовании ЕЦ теплоносителя, является обеспечение максимально возможного расхода теплоносителя через активную зону без снижения ее надежности. Можно считать, что допустимыми с точки зрения надежности активной зоны являются номинальные параметры теплоносителя.

Мощность, которая отводится теплоносителем от активной зоны при ЕЦ в циркуляционном контуре, определяется из выражения

$$Q_{\text{ЕЦ}} \approx G_{\text{ЕЦ}} \bar{c}_p (t_2 - t_1), \quad (1)$$

где $G_{\text{ЕЦ}}$ — расход теплоносителя, обеспечиваемый при ЕЦ в контуре охлаждения;
 $\bar{c}_p$ — средняя теплоемкость теплоносителя;

t_1, t_2 — температуры теплоносителя, соответственно, на входе в активную зону и на выходе из нее.

При оценке допустимого расхода теплоносителя можно принять максимальную температуру оболочек твэл от мощности остаточного энерговыделения, при котором наступает режим объемного кипения теплоносителя. В крайнем случае необходимый расход теплоносителя можно принять по величине допустимого снижения запаса до кризиса теплообмена в активной зоне в зависимости от мощности остаточного энерговыделения.

В общем случае движущий напор определяется по формуле

$$P_{\text{дв}} = - \oint_{ABCD} \gamma(h) dh \quad (2)$$

где $\oint_{ABCD} \gamma(h) dh$ — круговой интеграл по контуру ЕЦ;

$\gamma(h)$ — удельный вес среды на участках циркуляции.

Замкнутый контур ЕЦ можно разбить на N характерных участков. Для каждого i -го участка разбиения определяется средняя плотность (удельный объем) циркулирующей среды. При этом выделяются подъемный и опускной участки разбиения, которые различаются знаком. Считается, что опускной участок имеет положительный знак (более тяжелый) и подъемный участок — отрицательный знак (более легкий). При этом количество опускных участков равно N_o и количество подъемных — N_n . С учетом ранее изложенного выражение (2) можно привести к виду

$$P_{\text{дв}} \approx g \sum_i^N \bar{\rho}_i \Delta h_i = g \left(\sum_i^{N_o} \bar{\rho}_{io}(t, p, \varphi) \Delta h_{io} - \sum_i^{N_n} \bar{\rho}_{in}(t, p, \varphi) \Delta h_{in} \right), \quad (3)$$

где $\bar{\rho}_{io}(t, p, \varphi)$, $\bar{\rho}_{in}(t, p, \varphi)$ — средние плотности циркулирующей среды в зависимости от температуры, давления и истинного объемного паросодержания, соответственно на опускном и подъемном участках контура ЕЦ;

$\Delta h_{io}, \Delta h_{in}$ — протяженности, соответственно, опускных и подъемных участков контура ЕЦ.

Принимая во внимание, что в статике $P_{\text{дв}} = \Delta p_k(G_{\text{ЕЦ}})$, расход теплоносителя в контуре ЕЦ можно оценить из выражения

$$G_{\text{ЕЦ}} = \left(\frac{P_{\text{дв}}}{k} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4)$$

где k — коэффициент пропорциональности;

n — показатель степени.

Движущий напор, развиваемый в контуре ЕЦ, пропорционален площади фигуры, образующей замкнутый цикл $ABCD$ в координатах h, γ или h, t . При этом движущий напор должен преодолеть гидравлическое сопротивление контура циркуляции и обеспечить расход теплоносителя $G_{\text{ЕЦ}}$.

При ЕЦ в реакторе на выходе из активной зоны возможны различные термодинамические состояния теплоносителя. Он может быть недогрет до температуры насыщения, находится на линии насыщения ($\varphi = 0$), кипеть в активной зоне ($0 < \varphi \leq 1$). На рис. 1, а показаны варианты возможных циклов ЕЦ теплоносителя в РУ. Цикл $ABCD$ (1) образуется при недогреве теплоносителя до температуры насыщения. Возникающий при этом напор ЕЦ пропорционален площади фигуры $ABCD$ и его зависимость от расхода приведена на рис. 1, б (кривая 1). Предельный цикл $AB'C'D$ возникает, когда теплоноситель в активной зоне нагревается до температуры насыщения. При этом плотность (удельный вес) теплоносителя на выходе из активной зоны равен плотности воды на линии насыщения: $\rho_{\text{вых}} = \rho'(p_l)$, а истинное объемное паросодержание при этом $\varphi = 0$.

Удельный вес теплоносителя при разогреве в реакторе и затем охлаждении в парогенераторе в общем случае изменяется в соответствии с зависимостью $\gamma(t, p, \varphi) = g\rho(t, p, \varphi)$ и на протяжении цикла перепад удельных весов составит $\Delta\gamma_1$. Циклу $AB'C'D$ (2) соответствует зависимость

напора ЕЦ от расхода — кривая 2 на рис. 1, б. Если при этом гидравлическая характеристика циркуляционной петли определяется кривой 2' (см. рис. 1, б), то через контур естественной циркуляции возникает расход теплоносителя $G_{\text{ЕЦ},1}$.

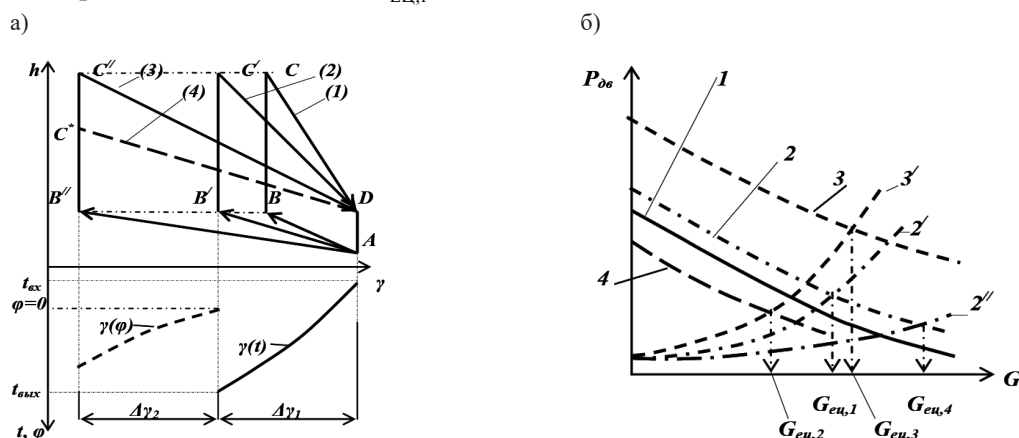


Рис. 1. Варианты конфигурации возможных циклов, обеспечивающих ЕЦ теплоносителя в судовом реакторе (а); гидравлическая схема определения расхода теплоносителя при различных вариантах образования напора ЕЦ и гидравлического сопротивления сети (б)

Для увеличения расхода естественной циркуляции в РУ можно образовать контур, например, минуя ЦНПК (обвод через байпасный канал с обратным клапаном) или сократить длину трассы, или уменьшить местные гидравлические сопротивления. В этом случае гидравлическая характеристика контура будет описываться кривой 2'' и расход возрастет до $G_{\text{ЕЦ},4}$ — см. рис. 1, б.

При малом расходе теплоносителя через активную зону и высоких значениях энерговыделения в активной зоне возможно парообразование и на ее выходе $\varphi > 0$. В этом случае может возникнуть цикл $AB''C''D$ (3), который по площади больше цикла $AB'C'D$ ($S_{AB''C''D} > S_{AB'C'D}$). Поскольку $P_{\text{ЕЦ}} \sim S_{AB''C''D}$, то и напор естественной циркуляции будет определяться кривой 3 (см. рис. 1, б). Увеличение напора обусловлено дополнительной площадью цикла, образуемой за счет уменьшения удельного объема (удельного веса) теплоносителя в активной зоне из-за парообразования, описываемого кривой $\gamma(\varphi)$. При этом перепад удельных весов по циклу ЕЦ составит $\Delta\gamma_1 + \Delta\gamma_2$. За счет частичного испарения теплоносителя в активной зоне расход теплоносителя через нее может увеличиться до $G_{\text{ЕЦ},3}$. Однако увеличение удельного объема теплоносителя, проходящего через ТВС, приведет к росту гидравлического сопротивления сети, поэтому реальный расход теплоносителя при ЕЦ может быть меньше, чем $G_{\text{ЕЦ},3}$ (см. рис. 1, б).

Если температура среды (воды), подаваемой в парогенераторы, мало отличается от температуры охлаждаемого в нем теплоносителя, то возможно возникновение балластного участка (условно необогреваемого) в верхней части парогенератора и ЕЦ будет обуславливать цикл $AB''C''D$. Это приведет к уменьшению возможного напора ЕЦ, зависимость которого от расхода теплоносителя описывается кривой 4 (см. рис. 1, б). Расход ЕЦ при этом снизится до $G_{\text{ЕЦ},2}$. При параметрах первого контура судовой РУ перепад плотностей теплоносителя на входе и выходе активной зоны за счет разогрева до температуры насыщения составляет 80–85 кг/м³, а при дальнейшем испарении воды вплоть до получения насыщенного пара — соответственно 550–570 кг/м³. Плотность теплоносителя почти линейно зависит от истинного объемного паросодержания и может быть определена по формулам:

$$\bar{\rho}_\varphi = \rho''\varphi + \rho'(1 - \varphi); \quad (5)$$

$$\varphi = c\beta; \quad \beta = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho''}{\rho'}}; \quad x = \frac{h_i - h'}{r}, \quad (6)$$

где ρ'' , ρ' — плотность, соответственно, насыщенного пара и воды на линии насыщения, кг/м³;
 φ — истинное объемное паросодержание;
 c — коэффициент пропорциональности;
 β — объемное паросодержание;
 h_i — энтальпия теплоносителя на i -м участке, кДж/кг;
 x — относительная энтальпия.

На рис. 2 показана зависимость плотности теплоносителя от температуры (однофазный теплоноситель) и истинного объемного паросодержания.

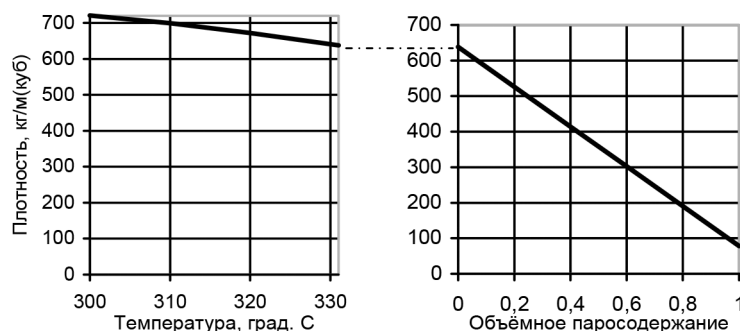


Рис. 2. Зависимость плотности теплоносителя от температуры и истинного объемного паросодержания ($p_i = 13$ МПа)

При работе реактора на мощности (нормальный режим) для увеличения в циркуляционном контуре (ЦК) уровня ЕЦ следует увеличивать перепады высот между поверхностями теплоподвода и теплоотвода и перепады плотностей сред на подъемном и опускном участках ЦК ЕЦ. В водоводяных реакторах разность плотностей обычно невысока и зависит от температур теплоносителя на входе и выходе активной зоны и среднего давления в контуре. Значительно большую разность плотностей можно достичь при наличии двухфазного потока в ЦК ЕЦ. Однако в этом случае реактор концептуально становится кипящим и требуются дополнительные решения по обеспечению ядерной безопасности. Разработана перспективная РУ АБВ-6Э тепловой мощностью 40 МВт с реактором интегрального типа и ЕЦ теплоносителя для двухреакторной и однореакторной ПЭБ [4]–[6].

Проблема создания малогабаритных ЯЭУ для перспективных объектов морской техники (например, подводных добычных комплексов) приводит к необходимости перехода от эволюционного развития традиционных установок с водо-водяными реакторами к поиску качественно новых решений. В работе [4] для глубоководных добычных комплексов предложена одноконтурная ЯЭУ с активной зоной на базе кольцевого твэла в виде двойной трубки Фильда. Конструкция представляет собой трехходовой тепловыделяющий канал (ТВК) с кольцевым твэлом и центральной не тепловыделяющей трубкой [4], [7]. В ТВК предусмотрена закрутка потока теплоносителя в кольцевой щели между нетепловыделяющей трубкой и внутренней поверхностью твэла.

Создаваемые закруткой потока центробежные силы приводят к сепарации жидкой фазы на внутренней поверхности твэла, что обеспечивает высокие тепловые потоки в докризисном режиме теплоотдачи при больших паросодержаниях. Для осуществления ЕЦ теплоносителя (рабочего тела) необходимо создать такие условия, при которых циркуляция будет обеспечиваться за счет разности гидростатических напоров опускного и подъемного столбов жидкости в замкнутом контуре. Такой тип циркуляции наиболее успешно может быть реализован в пароводяных контурах, когда имеет место наибольшая разность плотностей [8]–[10].

В пассивных системах безопасности для охлаждения теплоносителя применяются промежуточные среды с изменением фазового состояния. Для отвода остаточной теплоты активной зоны на действующих атомных ледоколах используется двухступенчатый принцип, а на пр. 20870, 22220 и 10510, соответственно, четырехступенчатый принцип (рис. 3, б). Во всех случаях реализуется механизм ЕЦ основных и промежуточных сред. Двухступенчатый принцип предполагает по-

дачу в парогенераторы промежуточной охлаждающей среды, находящейся в цистерне аварийного расхолаживания (ЦАР), при которой обеспечивается ЕЦ теплоносителя с передачей остаточной теплоты активной зоны данной среде. В результате охлаждающая среда испаряется, удаляясь в атмосферу передавая ей остаточную теплоту энерговыделения активной зоны.

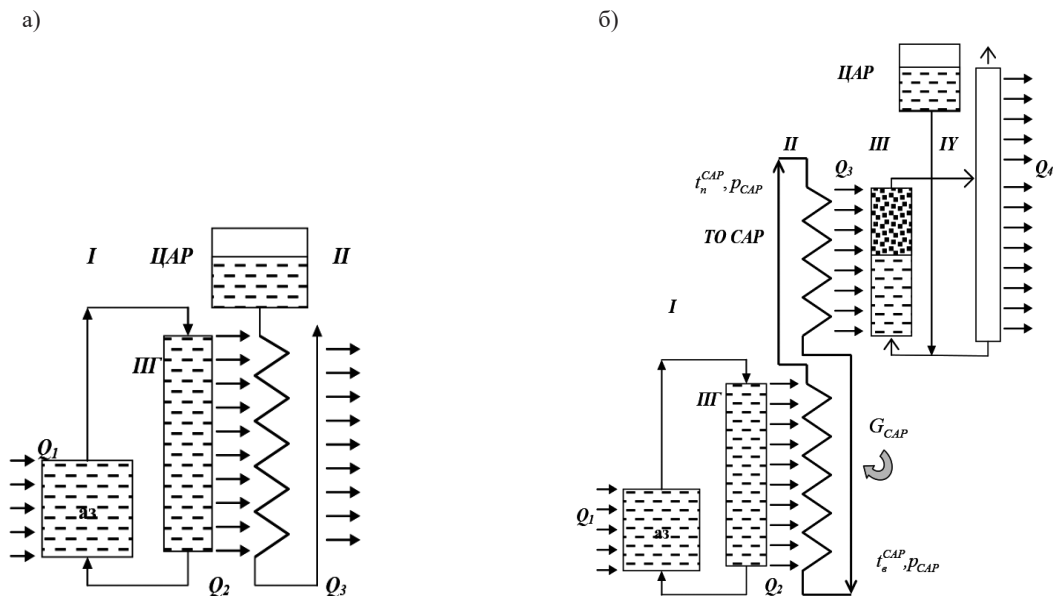


Рис. 3. Схемы отвода теплоты от активной зоны при полном обесточивании ЯЭУ:
а — пр. 10521, 10580, 10081; б — пр. 20870, 22220, 10510

В новых проектах ледоколов для отвода остаточного энерговыделения активной зоны используется промежуточный теплообменник, в котором по замкнутому контуру циркулирует промежуточная охлаждающая среда. Данная среда частично испаряется в парогенераторах (подъемный участок) и затем конденсируется в промежуточном теплообменнике (опускной участок). В результате образуется вторая ступень отвода остаточной теплоты (второй контур ЕЦ). Для охлаждения среды в промежуточном теплообменнике используется ЦАР и запасенная в ней холодная вода, которая поступает в промежуточный теплообменник под действием гидростатического напора (опускной участок) и там испаряется, отводя остаточную теплоту активной зоны (подъемный участок). В результате образуется третья ступень отвода теплоты (третий контур ЕЦ). Пароводяная смесь, образовавшаяся в промежуточном теплообменнике, поступает в паровую трубу, конструктивно находящуюся в ЦАР (подъемный участок) и через нее удаляется в атмосферу, где охлаждается (разомкнутый опускной участок) образуется четвертая ступень отвода остаточной теплоты активной зоны.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Оценка движущего напора в контуре ЕЦ осуществляется по формуле (3). При этом расход в контуре ЕЦ определяется при совместном решении уравнений зависимости движущего напора ЕЦ от расхода среды $P_{\text{дв}}(G_{\text{ЕЦ}})$ и гидравлического сопротивления контура от расхода среды $\Delta p_{\text{к}}(G_{\text{ЕЦ}})$. Движущий напор ЕЦ в общем случае определяется по формуле (2). При этом перепад температур в активной зоне при заданной мощности будет уменьшаться при увеличении расхода среды (теплоносителя) через активную зону реактора. Зависимость движущего напора ЕЦ от расхода теплоносителя будет напоминать характеристику центробежного насоса (рис. 1, б). При увеличении отводимой от активной зоны мощности и сохранении расхода среды через активную зону перепад температур в активной зоне будет возрастать (формула (1)). Рост температуры теплоносителя в реакторах типа ВВРД может привести к закипанию теплоносителя и его частичному испарению, что изменит нейтронно-физические характеристики активной зоны. Одновременно будет возрастать перепад

удельных весов среды на опускном и подъемных участках ЦК. Это приведет к увеличению движущего напора ЕЦ в замкнутом контуре.

Предлагается графоаналитический метод оценки ЕЦ в замкнутых контурах судовых РУ с реактором типа ВВРД. Метод основан на сопоставлении i -й РУ с базовой. Считается, что для блочной РУ (например, КЛТ-40М) расход теплоносителя, развиваемый при ЕЦ, известен из экспериментальных данных. Будем считать данную РУ базовой при сопоставлении с другими РУ. Тогда задачу оценки относительного расхода теплоносителя через любую другую (вариант) i -ю РУ можно свести к сопоставлению ее с базовой РУ.

Величина движущего напора ЕЦ в статике равна суммарному гидравлическому сопротивлению замкнутого циркуляционного контура и поэтому для базовой и сопоставляемой с ней i -й РУ справедливы соотношения:

$$P_{\text{дв},6} = \Delta p_{k,6}^{\Sigma}; \quad (7)$$

$$P_{\text{дв},i} = \Delta p_{k,i}^{\Sigma}. \quad (8)$$

Здесь контур циркуляции теплоносителя разбит на j характерных участков, включающих входную часть реактора, тепловыделяющие сборки (ТВС), выходную часть реактора, парогенератор, выход из парогенератора, вход в гидрокамеры ЦНПК. При этом суммарное гидравлическое сопротивление замкнутого контура базовой РУ можно представить в виде

$$\Delta p_{k,6}^{\Sigma} = \sum_j^6 k_{j,6} (G_k)^{n_j} \approx k_{k,6}^{\Sigma} (G_k)^n. \quad (9)$$

По аналогии суммарное гидравлическое сопротивление замкнутого контура i -й РУ представим в виде

$$\Delta p_{k,i}^{\Sigma} = \sum_j^6 k_{j,i} (G_k)^{n_j} \approx k_{k,i}^{\Sigma} (G_k)^n \quad (10)$$

где $n_j = 1, 7 \dots 2$;

$$k_{j,6} = (1, 1 \dots 1, 54) 10^{-6};$$

$k_{k,6}^{\Sigma}, k_{k,i}^{\Sigma}$ — приведенные гидравлический коэффициент замкнутых контуров циркуляции базовой и i -й РУ соответственно.

Принимая во внимание, что допустимая отводимая мощность при ЕЦ для базовой РУ известна из практики, оценим требуемый для этого расход теплоносителя через реактор:

$$G_{\text{ЕЦ}_6} = \frac{Q_{\text{ЕЦ}_6}}{c_{pl} (t_{26} - t_{16})}. \quad (11)$$

Движущий напор ЕЦ в базовой РУ должен преодолеть гидравлическое сопротивление контура циркуляции. Тогда справедливо выражение

$$P_{\text{дв}_6} = \Delta p_{k6} = k_{k6}^{\Sigma} \left[\frac{Q_{\text{ЕЦ}_6}}{c_{pl} (t_{26} - t_{16})} \right]^n. \quad (12)$$

Допустим движущий напор ЕЦ в i -й РУ будет увеличен в k_{pi} раз. Тогда

$$P_{\text{дв}_i} = \Delta p_{k_i} = k_{pi} k_{k6}^{\Sigma} \left[\frac{Q_{\text{ЕЦ}_6}}{c_{pl} (t_{26} - t_{16})} \right]^n. \quad (13)$$

где в $k_{pi} = P_{\text{дв}_i} / P_{\text{дв}_6}$ — коэффициент движущего напора ЕЦ в i -й РУ.

В результате развиваемый в i -й РУ расход ЕЦ составит

$$G_{\text{ЕЦ},i} = \left(\frac{\Delta p_{k,i}}{k_{k,i}^{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{Q_{\text{ЕЦ}_6}}{c_{pl} (t_{26} - t_{16})} \left(\frac{k_{pi} \Delta p_{k,6}^{\Sigma}}{k_{k,i}^{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (14)$$

Наибольшая отводимая от активной зоны мощность в i -й РУ составит

$$Q_{\text{ЕЦ},i} = Q_{\text{ЕЦ},6} \frac{(t_{2,i} - t_{1,i})}{(t_{2,6} - t_{1,6})} \left(\frac{k_{p,i} k_{k,6}^{\Sigma}}{k_{k,i}^{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{n}} = Q_{\text{ЕЦ},6} k_{\Delta,i} (k_{p,i} k_{\Delta p,i})^{\frac{1}{n}}, \quad (15)$$

где $k_{\Delta,i} = \frac{(t_{2,i} - t_{1,i})}{(t_{2,6} - t_{1,6})}$ — коэффициент относительного перепада температур на активной зоне i -й РУ при ЕЦ;

$k_{\Delta p,i} = \frac{\Delta k_{k,6}^{\Sigma}}{k_{k,i}^{\Sigma}}$ — коэффициент относительных гидравлических потерь в i -й РУ.

При назначении коэффициента перепада температур на активной зоне ($k_{\Delta,i}$) для предполагаемых условий эксплуатации необходимо учитывать соблюдение теплотехнической надежности активной зоны, т. е. максимально допустимые температуры оболочек твэл и топливной композиции. В стационарных и переходных режимах нормальной эксплуатации температура ядерного топлива должна быть ниже температуры плавления топливной матрицы с учетом отклонений параметров от номинальных значений и влияния выгорания топлива. По данным, полученным после реакторных исследований твэлов с интерметаллидным топливом, значение допустимой температуры облученного топлива составляет 550 °С, температура оболочки твэла должна быть не более 350–360 °С. Температура оболочки твэла на действующих РУ может иметь максимальное значение в области поверхностного кипения и составляет до 348 °С. При этом максимальное значение температуры топливной композиции с учетом отклонений параметров от номинальных значений составляет примерно 380 °С. С использованием выражений (8)–(14) на рис. 4 построены зависимости отводимой от активной зоны мощности при различных значениях коэффициентов движущего напора, гидравлических потерь и перепадов температур на активной зоне для i -й РУ.

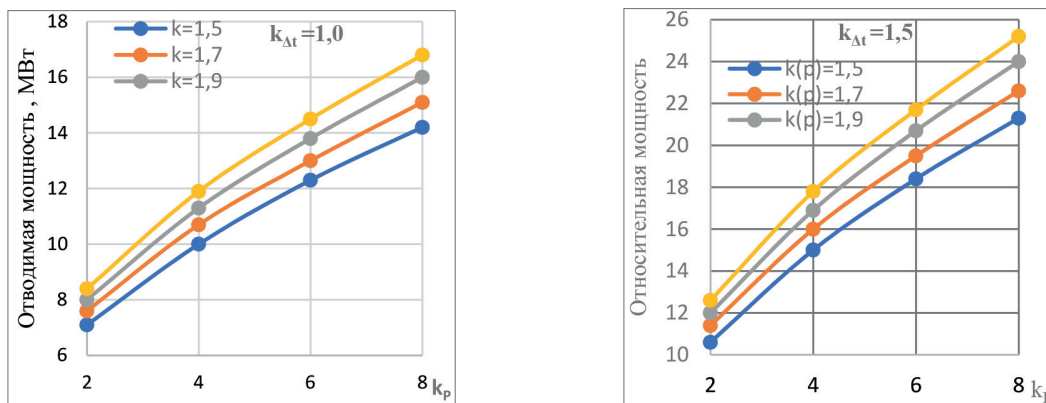


Рис. 4. Зависимости отводимой от активной зоны мощности при различных значениях коэффициентов движущего напора, гидравлических потерь и перепадов температур на активной зоне для судовых РУ с реактором типа ВВРД

В новых пр. 20870, 22220, 10510 судовых РУ широко используется ЕЦ в пассивных системах для аварийного охлаждения активной зоны. Данные системы развиваются с учетом повышения их надежности и длительности функционирования. Для этого увеличивается количество ступеней ЕЦ, используются промежуточные среды с изменением фазовых состояний, а также увеличивается запас охлаждающей воды в автономных емкостях. При оценке эффективности ЕЦ в таких системах следует несколько изменить ранее рассмотренный алгоритм.

Расход теплоносителя через реактор оценивается по формуле

$$G_{\text{ЕЦ},6} = \frac{Q_{\text{ЕЦ},6}}{(h_{2,6} - h_{1,6})}, \quad (16)$$

где $h_{2,6}, h_{1,6}$ — энтальпия охлаждающей среды, соответственно, на выходе и входе для базового промежуточного теплообменника;

$Q_{\text{ЕЦ},6}$ — тепловая мощность, отводимая в базовом теплообменнике.

Отводимая от активной зоны (промежуточного теплообменника) относительная мощность в i -й РУ составит:

$$\frac{Q_{\text{ЕЦ},i}}{Q_{\text{ЕЦ},6}} = \frac{(h_{2,i} - h_{1,i})}{(h_{2,6} - h_{1,6})} \left(\frac{k_{P,i} k_{k,6}^{\Sigma}}{k_{k,i}^{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{n}} = k_{\Delta h,i} (k_{P,i} k_{\Delta p,i})^{\frac{1}{n}}, \quad (17)$$

где $k_{\Delta h,i} = \frac{(h_{2,i} - h_{1,i})}{(h_{2,6} - h_{1,6})}$ — коэффициент перепада энтальпий на промежуточном теплообменнике i -й РУ при ЕЦ.

В РУ, где охлаждающие среды изменяют свое агрегатное состояние следует рассматривать циклы ЕЦ в координатах h, p . Обычно расчеты таких систем являются громоздкими и осуществляются методом последовательных приближений. При этом предварительно задается расход среды во второй ступени замкнутого контура теплоотвода (см. рис. 3). Для данного расхода оцениваются распределение поверхностей теплообмена в парогенераторе на экономайзерном, испарительном и пароперегревательном участках и геометрические высоты данных участков. Затем для промежуточного теплообменника (ТО САР) оцениваются поверхности, занятые процессами конденсации и доохлаждения, а также геометрическое расположение этих участков. Для участков теплоподвода (подъемный) и теплоотвода (опускной) вначале оцениваются плотности сред и затем движущий напор ЕЦ в промежуточном контуре по формуле (3).

После вычисления движущего напора ЕЦ в контуре он сопоставляется с предварительно оцененным гидравлическим сопротивлением контура для заданного расхода ЕЦ. При достижении необходимой точности сопоставления считаются известными отводимая мощность остаточного энерговыделения активной зоны, давление в промежуточном контуре и температуры пара и воды в промежуточном теплообменнике. При решении задачи методом последовательных приближений можно использовать графическое построение цикла ЕЦ в координатах h, p .

Результаты (Results)

В соответствии с предложенной методикой рассмотрены графоаналитические модели ЕЦ теплоносителя при номинальном перепаде температур на активной зоне для проектов ледоколов с блочной и моноблочной РУ (рис. 5). В блочной РУ активная зона расположена несколько выше нижней кромки теплообменной поверхности парогенераторов, поэтому опускной участок теплоносителя, находящийся ниже нижней кромки активной зоны, частично компенсирует подъемную часть, находящуюся ниже активной зоны (рис. 5, а). Данное расположение активной зоны и парогенераторной поверхности снижает движущий напор ЕЦ. При этом большая часть поверхности парогенератора находится над активной зоной. Ввиду низкого расположения теплообменной поверхности парогенератора расстояние между центром теплоотвода и центром теплоподвода в активной зоне невелико, что обуславливает малый движущий напор ЕЦ в блочной РУ (см. рис. 5, а).

В моноблочной РУ существенное внимание уделено увеличению движущего напора теплоносителя в контуре ЕЦ. В первую очередь увеличены расстояния между центрами теплоподвода и теплоотвода за счет увеличения высоты корпуса, интегрированного и размещенного относительно коротких кассет, парогенерирующих в верхней части корпуса (см. рис. 5, б). Активная зона размещена в нижней части внутрикорпусной шахты и имеет высоту, соизмеримую с высотой кассет парогенерирующих. Данное расположение участков теплоподвода и теплоотвода способствует значительному увеличению движущего напора ЕЦ и соответствующей площади фигуры, образованной подъемным и опускными участками циркуляционного контура. При этом повышение дви-

жущего напора ЕЦ осуществляется только за счет увеличения геометрических высот, поскольку температура (плотность) теплоносителя на входе и выходе активных зон практически не изменяется по сравнению с блочной РУ. На рис. 6, а приведено сопоставление диаграмм контура циркуляции при ЕЦ с возможным увеличением перепада температур в активной зоне в РУ пр. 22220. Данное изменение позволит несколько увеличить движущий напор ЕЦ, однако это будет не столь существенно.

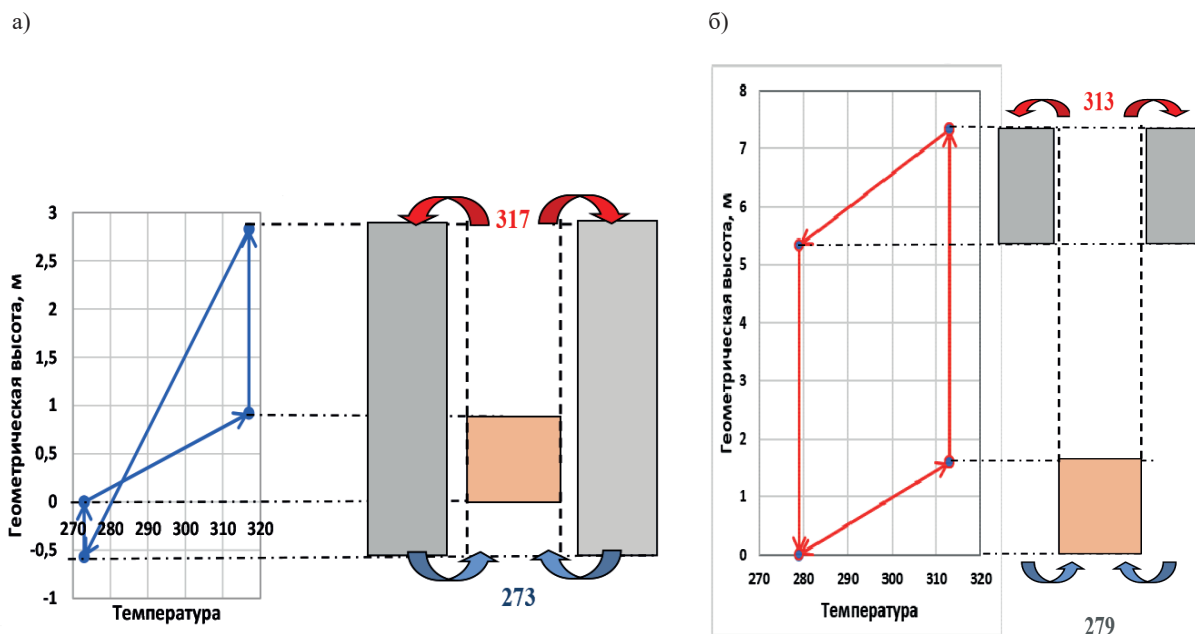


Рис. 5. Графоаналитические модели ЕЦ теплоносителя при номинальном перепаде температур в активной зоне РУ:
а — пр. 10521; б — пр. 22220

Применение однофазного водяного теплоносителя в интегральных реакторах с ЕЦ теплоносителя для увеличения напора ЕЦ требует увеличения высоты контура циркуляции, что приводит к увеличению массогабаритных показателей реактора. Переход на пароконденсатный цикл (ПКЦ) в первом контуре, когда на выходе из активной зоны генерируется насыщенный пар, конденсируемый в парогенераторе, позволяет значительно снизить массогабаритные характеристики интегрального реактора и увеличить напор ЕЦ. На рис. 6, б показана графоаналитическая модель формирования движущего напора ЕЦ в перспективной интегральной РУ с ТВК в координатах h, ρ . Данная модель сравнивается с блочной судовой РУ с водным теплоносителем. В интегральной РУ с ПКЦ реализованы благоприятные условия для ЕЦ теплоносителя вследствие увеличения движущего напора, так как в подъемной части контура находится пар, который конденсируется (используется теплота фазового перехода), что существенно снижает необходимый расход теплоносителя через активную зону по сравнению с традиционными водоохлаждаемыми реакторами. Высокая эффективность теплоотдачи при конденсации теплоносителя позволяет существенно уменьшить площадь теплообменной поверхности и габариты ПГ. Выполненные конструктивные проработки показали, что размеры интегральных реакторов с ПКЦ и ЕЦ в первом контуре не превышают размеры интегральных водоохлаждаемых реакторов с принудительной циркуляцией теплоносителя, например, реакторов типа «РИТМ-200» мощностью 150–175 МВт и типа «Шельф» мощностью 28 МВт [4], [9].

В настоящее время в пассивных системах безопасности используются вторичные охлаждающие среды с изменением фазового состояния. Примером может служить система аварийного расхолаживания активной зоны при потере электропитания с использованием цистерны аварийного расхолаживания (ЦАР). При этом система прошла значительную модернизацию, начиная

с цистерны под давление воздуха (см. рис. 3, а), до многоступенчатой системы с использованием промежуточных вспомогательных сред, в которых в полной мере используется ЕЦ (см. рис. 3, б).

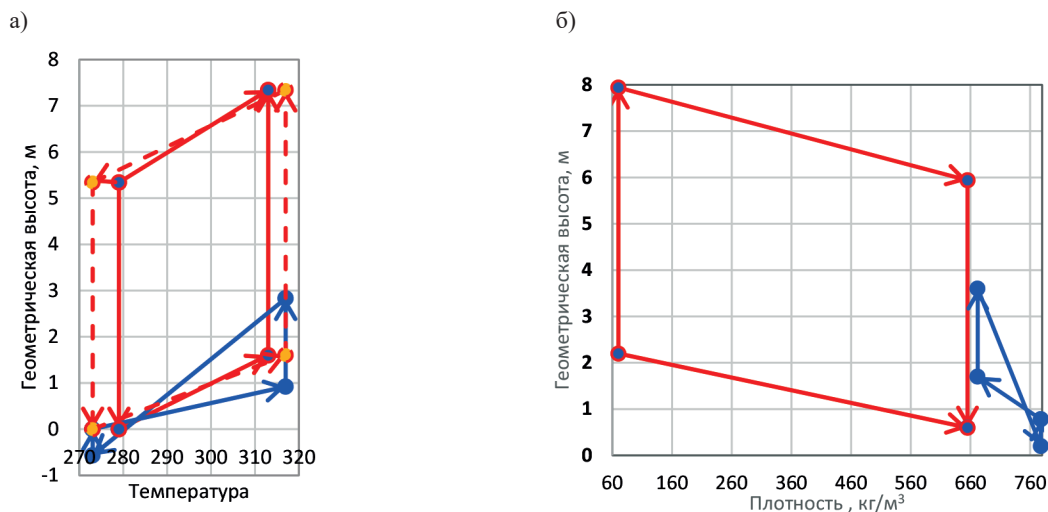


Рис. 6. Сопоставление диаграмм циркуляции теплоносителя при ЕЦ для проектов РУ при номинальных перепадах температур теплоносителя в активной зоне:
а — — — пр. 10521 и 22220; - - - — пр. 22220
(с увеличенным перепадом температур в активной зоне);
б — перспективная интегральная РУ с ТВК
(с изменением плотности теплоносителя до насыщенного пара)

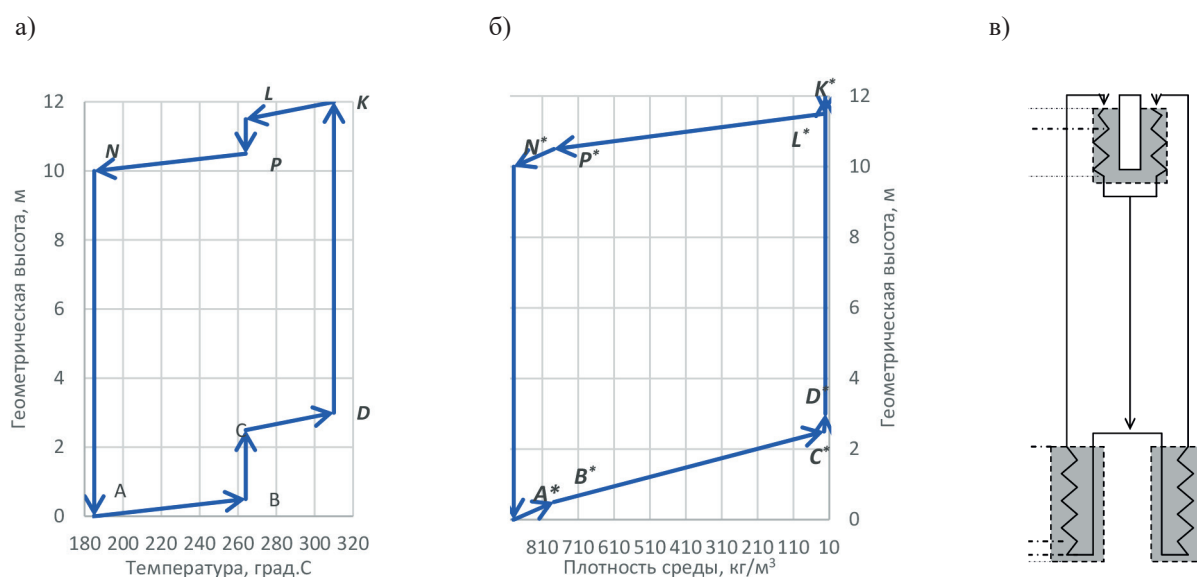


Рис. 7. Схема формирования замкнутого цикла ЕЦ вспомогательной охлаждающей среды в промежуточном теплообменнике (ТО CAP) в теплогидравлической системе ПГ (ТО CAP) с изменением фазового состояния циркулирующих сред в координатах $h-t$ (а) и $h-\rho$ (б):
подъемный участок: AB — экономайзерный участок ПГ; BC — испарительный участок ПГ;
CD — пароперегревательный участок ПГ; DK — подвод пара к ТО CAP;
опускной участок: KLP — охлаждение и конденсация пара в трубной системе ТО CAP;
PN — доохлаждение конденсата в трубной системе ТО CAP;
NA — подвод охлажденного конденсата на вход обогреваемого участка ПГ;
графическое представление гидравлической системы ТО CAP (в)

На рис. 7, а показана схема формирования замкнутого цикла ЕЦ для среды промежуточного контура охлаждения теплоносителя с изменением фазового состояния в теплогидравли-

ческой системе ПГ-теплообменник системы аварийного расхолаживания (ТО САР) в координатах h - t . На участке AB осуществляется нагрев среды промежуточного контура до температуры насыщения при заданном давлении в контуре — экономайзерный участок ПГ. Затем реализуется испарительный участок ПГ, где температура среды остается неизменной — на схеме линия BC показана в виде отрезка. Далее среда промежуточного контура проходит пароперегревательный участок ПГ — отрезок CD и нагревается. Образовавшийся пар поступает по подводящим трубопроводам в верхнюю часть промежуточного теплообменника ТО САР. Данный подъемный участок на схеме показан в виде отрезка DK .

В промежуточном теплообменнике пар конденсируется до температуры насыщения — отрезок KL . Затем конденсат стекает в нижнюю часть трубной системы теплообменника, доохлаждается охлаждающей средой, поступающей из ЦАР (вторая ступень охлаждения — см. рис. 3, б). В результате температура среды промежуточного контура снижается. Данный процесс моделируется отрезком PN . Охлажденный конденсат поступает по водяным трубопроводам на вход обогреваемого участка ПГ — отрезок NA . Давление в промконтуре может установиться в пределах 5–9 МПа в зависимости от соотношения между объемами воды и пара в замкнутом контуре. Теплота, отводимая промежуточным теплообменником ТО САР, аккумулируется в объеме воды ЦАР, затем отводится в атмосферу с паром, получаемым от испарения воды ЦАР. Таким образом, организованный тепловой цикл $ABCDKLNA$ создает условия для ЕЦ среды промежуточного контура. Каждой точке фигуры $ABCDKLNA$ соответствуют определенная геометрическая высота h , температура и плотность среды.

На рис. 7, б показана схема замкнутого цикла ЕЦ для среды промежуточного контура охлаждения теплоносителя в теплогидравлической системе ПГ — промежуточный теплообменник в координатах h , ρ . Здесь каждая точка отображает плотность среды и перепад высот между точками замкнутого цикла. Аналогично рис. 6 смежные отрезки соответствуют последовательным процессам изменения состояния среды промежуточного контура.

Обсуждение (Discussion)

За счет изменения конструкции РУ и фазового состояния теплоохлаждающих сред можно добиться высоких значений движущих напоров ЕЦ в замкнутых охлаждающих контурах. Однако одновременно необходимо искать конструктивные решения, позволяющие существенно сократить гидравлическое сопротивление контура циркуляции. Если принять в первом приближении, что между гидравлическим сопротивлением контура и расходом среды существует квадратичная зависимость, то при существенном росте движущего напора ЕЦ расход среды в контуре будет увеличиваться значительно меньше, т. е. $G_{\text{ЕЦ}} \sim \sqrt{P_{\text{дв}}}$. При условии, если увеличить движущий напор ЕЦ в моноблочной РУ в 9 раз по сравнению с блочной РУ и не принимать меры по снижению гидравлических потерь в циркуляционной петле, то можно ожидать увеличение расхода теплоносителя в контуре всего в 3 раза.

Этого недостаточно для организации ЕЦ теплоносителя в режиме стоянки ледокола в ожидании проводки с отключенными ЦНПК. Проектант РУ атомных ледоколов принял меры по снижению гидравлического сопротивления циркуляционной петли применив клапанную коробку с уменьшением протяженности циркуляционной петли и обводе ЦНПК в режиме ЕЦ (при остановленном ЦНПК). В соответствии с оценками проектанта снижение гидравлического сопротивления (коэффициента гидравлических потерь) в моноблочной РУ составляет примерно $k_{\Delta p,i} = \frac{k_{1,6}}{k_{1,i}} \approx 2$.

При реализации относительно кратковременных режимов работы при ЕЦ теплоносителя можно увеличить перепад температур в активной зоне, не достигая объемного парообразования в первом контуре и не снижая теплотехнической надежности активной зоны. Данное допущение позволит несколько увеличить отводимую от реактора мощность. При этом следует отметить, что в рамках концепции реакторов типа ВВРД и ограниченности габаритов судовых РУ вряд ли возможно существенно увеличить ЕЦ в первом контуре.

Повышение уровня ЕЦ теплоносителя в перспективных судовых РУ можно обеспечить при переходе на кипящие реакторы. Предельным вариантом в этом случае является реактор с ПКЦ и ТВК. При этом необходима проработка вариантов конструкции циркуляционных трактов с минимизацией гидравлических потерь без ущерба для устойчивости циркуляции теплоносителя. В пассивных системах безопасности, предназначенных для аварийного расхолаживания реактора (отвода остаточного энерговыделения от активной зоны), снижения аварийного давления в защитной оболочке начиная с пр. 20870, 22220 и 10510 широко используются многоступенчатые системы с ЕЦ охлаждающих сред. При этом следует отметить, что начиная с а/л «Ямал» (пр. 10521), появляется штатная пассивная одноступенчатая система расхолаживания реактора при полном обесточивании ЯЭУ с использованием контура ЕЦ теплоносителя при вводе в действие ЦАР. Система включалась автоматически при снижении давления пара за парогенераторами $p_{\text{пр}} \leq 0,3$ МПа, и охлаждающая вода поступала из двух ЦАР, емкостью по 1,25 м³ каждая, в парогенераторы, а образующийся пар сбрасывался из главного паропровода в атмосферу. Длительность работы этой системы была рассчитана не более чем на 30 мин. Впоследствии данная система была внедрена на всех действовавших ледоколах.

Конструктивное построение пассивных систем безопасности с точки зрения применения ЕЦ охлаждающих сред ограничено в меньшей мере, чем организация ЕЦ теплоносителя. Здесь широко используются различные фазовые состояния воды и относительная неограниченность габаритных размеров. В этой связи пассивные системы безопасности будут и в дальнейшем развиваться в первую очередь для отвода остаточного энерговыделения от активной зоны при расхолаживании и разгерметизации первого контура. Механизмы ЕЦ целесообразно также использовать при за-проектных авариях (например, охлаждение кессона реактора при образовании кориума в корпусе реактора).

Заключение (Conclusion)

Проведенный анализ возможности судовых реакторных установок к обеспечению ЕЦ теплоносителя и вторичных охлаждающих сред пассивных систем безопасности показал возможности и широкую применимость данного механизма в судовых РУ. При этом показаны ограничения возможности использования ЕЦ теплоносителя в судовых реакторах. В первую очередь это связано с концепцией ВВРД и габаритными ограничениями для судовых РУ. В этой связи имеет малую вероятность работа таких реакторов на энергетических уровнях мощности при отключенных ЦНПК. При этом возможно нормальное расхолаживание реактора при глушении реактора с любого уровня мощности. При использовании кипящих реакторов в судовых РУ можно значительно повысить уровень ЕЦ теплоносителя и отводить от активной зоны мощность до 20–25 МВт. При использовании пароконденсатного цикла в системе охлаждения активной зоны можно довести мощность реактора при ЕЦ до 120–140 МВт. При переходе на двухфазные охлаждающие среды в первом контуре потребуются дополнительные меры ядерной и радиационной безопасности реакторных установок.

Значительно меньше ограничений для организации ЕЦ охлаждающих сред существует при формировании пассивных систем безопасности. Планируется расширение применения ЕЦ в системах безопасности различного назначения для повышения ядерной безопасности реакторов и ядерных энергетических установок в целом. Определенную конкуренцию системам аварийного расхолаживания, основанным на ЕЦ, могут составить системы пассивного отвода теплоты со струйными средствами циркуляции, обеспечивающими расхолаживание реактора неограниченное время [11], [12].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Королёв В. И. Анализ новых технических решений по реакторной установке «РИТМ-200» в пр. 22220 универсальных атомных ледоколов / В. И. Королёв // Вестник Государственного университета

морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 6. — С. 945–960. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-6-945-960.

2. Саркисов А. А. Безопасное развитие атомных энергетических технологий в Арктике: перспективы и подходы / А. А. Саркисов, С. В. Антипов, Д. О. Смоленцев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. — 2018. — № 3. — С. 5–17. DOI: 10.26583/npe.2018.3.01.

3. Пейч Н. Н. О возможности совершенствования систем аварийного охлаждения реакторных установок плавучих объектов / Н. Н. Пейч, Д. Н. Шаманов, А. В. Гравшин // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы Восьмой междунар. науч.-техн. конф. — СПб.: СПб. гос. морской техн. ун-т, 2019. — С. 326–329.

4. Кудинович И. В. Интегральные водоохлаждаемые реакторы с пароконденсатным циклом и естественной циркуляцией теплоносителя для объектов морской техники Морские интеллектуальные технологии / № 4 том 3, 2020 / № 4 part 3, 2020, с. 146–151 DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.055.

5. Зверев Д. Л. Реакторные установки для атомных ледоколов. Опыт создания и современное состояние / Д. Л. Зверев, Ю. П. Фадеев, А. Н. Пахомов [и др.] // Атомная энергия. — 2020. — Т. 129. — № 1. — С. 29–37.

6. Зверев Д. Л. Опыт создания и перспективы развития ядерных энергетических установок для ледокольного флота и энергообеспечения / Д. Л. Зверев, Ю. П. Фадеев, А. Н. Пахомов, В. И. Полуничев // Атомная энергия. — 2018. — Т. 125. — № 6. — С. 318–322.

7. Пат. 2307981 Российская Федерация, МПК F22B 1/00. Парогенерирующее устройство / М. Г. Хорьков, И. В. Кудинович, В. А. Воронцов; заяв. и патентообл. ФГУП «ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова». — № 2006100718/06; заявл. 10.01.2006; опубл. 10.10.2007, Бюл. 28.

8. Пат. 2732857 Российская Федерация, МПК G21C 15/00. Система пассивного отвода тепла реакторной установки / Н. Н. Пейч, Д. Н. Шаманов, Д. А. Алексеев; заяв. и патентообл. СПб. гос. морской техн. ун-т. — № 2019140364; заявл. 01.11.2018; опубл. 23.09.2020, Бюл. № 27.

9. Пат. 2740786 Российская Федерация, МПК G21C 15/18. Система пассивного отвода тепла реакторной установки / Н. Н. Пейч, Д. Н. Шаманов, Д. А. Алексеев; заяв. и патентообл. СПб. государственный морской технический университет. — № 2020113851; заявл. 03.04.2020; опубл. 21.01.2021, Бюл. № 3.

10. Пейч Н. Н. Исследование влияния высоты циркуляционного тракта на гидравлические характеристики систем пассивного отвода тепла морских атомных установок / Н. Н. Пейч, Д. Н. Шаманов, А. В. Гравшин // Морские интеллектуальные технологии. — 2018. — № 4–1 (42). — С. 140–143.

11. Гравшин А. В. Разработка и исследование систем пассивного отвода теплоты со струйными средствами циркуляции для судовых реакторных установок: дис... канд. техн. наук / А. В. Гравшин; науч. рук. В. В. Кожемякин — СПб., 2024. — 23 с.

12. Аполлова А. В. Разработка системы пассивного отвода тепла со струйными средствами циркуляции: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Аполлова; науч. рук. Н. Н. Пейч. — СПб., 2020. — 25 с.

REFERENCES

1. Korolev, Vladimir I. “Analysis of new technical solutions for the RITM-200 reactor plant in the project 22220 of universal nuclear icebreakers.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.6 (2022): 945–960. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-6-945-960.

2. Sarkisov, A. A., S. V. Antipov, D. O. Smolentsev, V. P. Bilashenko, M. N. Kobrinsky, V. A. Sotnikov, and P. A. Shvedov. “Safe development of nuclear power technologies in the arctic: prospects and approaches.” *Izvestiya vuzov. Yadernaya Energetika* 3 (2018): 5–17. DOI: 10.26583/npe.2018.3.01.

3. Peich, N. N., D. N. Shamanov, and A. V. Gravshin. “On the possibility of improving the emergency cooling systems for reactor installations of floating objects.” *Aktual'nye problemy morskoi energetiki. Materialy Vos'moi mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii*. SPb.: Sankt-Peterburgskii gosudarstvennyi morskoi tekhnicheskii universitet, 2019. 326–329.

4. Kudinovich, Igor V., Adelina Zh. Suteeva, and Vitaly G. Khoroshev. “Nuclear power plants for advanced civil marine technology.” *Transactions of the Krylov State Research Centre* 4(386) (2018): 95–106. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-95-106.

5. Zverev, D. L., Y. P. Fadeev, A. N. Pakhomov, V. Y. Galitskikh, V. I. Polunichev, K. B. Veshnyakov, S. V. Kabin, and A. Y. Turusov. “Reactor installations for nuclear icebreakers: origination experience and current status.” *Atomic Energy* 129.1 (2020): 18–26. DOI: 10.1007/s10512-021-00706-x.

6. Zverev, D. L., Y. P. Fadeev, A. N. Pakhomov, and V. I. Polunichev. "Nuclear power plants for the icebreaker fleet and power generation in the arctic region: development experience and future prospects." *Atomic Energy* 125.6 (2019): 359–364. DOI: 10.1007/s10512-019-00494-5.

7. Khor'kov, M. G., I. V. Kudinovich, and V. A. Vorontsov. RU 2307 981 C1, IPC F22B 1/00. Parogeneriruyushchee ustroystvo. Russian Federation, assignee. Publ. 10 Oct. 2007.

8. Peich, N. N., D. N. Shamanov, D. A. Alekseev, I. V. Shamanova, A. G. Andreev, A. N. Pakhomov, A. N. Sokolov, and A. M. Khizbullin. RU 2 732 857 C1, IPC G21C 15/00. Sistema passivnogo otvoda tepla reaktornoj ustanovki. Russian Federation, assignee. Publ. 23 Sept. 2020.

9. Peich, N. N., D. N. Shamanov, and D. A. Alekseev. RU 2 740 786 C1, IPC G21C 15/18. Sistema passivnogo otvoda tepla reaktornoj ustanovki. Russian Federation, assignee. Publ. 21 Jan. 2021.

10. Peich, N. N., D. N. Shamanov, and A. V. Gravshin. "Investigation of circulation loop height influence on hydraulic characteristics of passive heat removal system of marine nuclear power plants." *Marine Intellectual Technologies* 4–1(42) (2018): 140–143.

11. Gravshin, A. V. Razrabotka i issledovanie sistem passivnogo otvoda teploty so struinymi sredstvami tsirkulyatsii dlya sudovykh reaktornykh ustanovok. Abstract of PhD diss. SPb, 2024.

12. Apollova, A. V. Razrabotka sistemy passivnogo otvoda tepla so struinymi sredstvami tsirkulyatsii. Abstract of PhD diss. SPb, 2020.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Королёв Владимир Ильич —
кандидат технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: vlikor2007@yandex.ru, kaf_snef@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Korolev, Vladimir I. —
PhD, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: vlikor2007@yandex.ru, kaf_snef@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 20 мая 2024 г.

Received: May 20, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566

THE EFFECT OF THE DESIGN ANGLE OF THE TURBINE NOZZLE OUTLET OF THE PISTON ENGINE BOOST SYSTEM ON ITS EFFECTIVENESS

A. V. Passar¹, D. V. Timoshenko²

¹ — Computing Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Khabarovsk, Russian Federation

² — Pacific State University, Khabarovsk, Russian Federation

The article is devoted to the actual problem of insufficient energy efficiency of combined internal combustion engines. One of the directions of its solution, which became the goal of this work, is a reasonable choice of the optimal value of the design angle of installation of nozzles in a radial-axial turbine, taking into account both its effective power and the coefficient of completeness of using the supplied pulse energy. The authors applied a closed-loop model of the combined engine, embedded in a new calculation method, which was divided into conditional blocks. In the first block, the method of indefinite Lagrange multipliers calculates the optimal values of the turbine elements in which the gas moves. In the second block, for a preliminary assessment of the calculated geometrical parameters of the flow path, the turbine characteristics are calculated: an assumption is made about the one-dimensionality and quasi-stationary flow. For calculations, a method for calculating the parameters of a stage at an average radius was used, supplemented by a semi-empirical method for calculating gas energy losses during the movement of the latter from the turbine inlet to the outlet section. In the third block, the efficiency of the turbine was estimated when working together with a piston engine by using a closed model for it. This made it possible to objectively evaluate such characteristics of the turbine as efficiency and power, which are functionally related to the pressure pulse in the exhaust tract, which will make it possible to predict the operational characteristics of the turbine operating in conjunction with the combined engine.

Keywords: internal combustion engine, turbocharging system, turbocharger, radial-axial turbine, flow part, nozzle apparatus, nozzle, design exit angle, pressure coefficient, turbine characteristics.

For citation:

Passar, Andrey V., and Denis V. Timoshenko. "The effect of the design angle of the turbine nozzle outlet of the piston engine boost system on its effectiveness." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.

УДК 621.43.052

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО УГЛА ВЫХОДА СОПЕЛ ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ НАДДУВА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕЕ РАБОТЫ

А. В. Пассар¹, Д. В. Тимошенко²

¹ — Вычислительный центр Дальневосточного отделения Российской академии наук, г. Хабаровск, Российская Федерация.

² — ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет», г. Хабаровск, Российская Федерация

Статья посвящена актуальной проблеме недостаточной энергетической эффективности судовых двигателей внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом. Одно из направлений решения этой проблемы, а именно обоснованный выбор оптимального значения конструктивного угла установки сопел в радиально-осевой турбине агрегата наддува, учитывающий как ее эффективную мощность, так и коэффициент полноты использования подведенной энергии импульса давления, является целью данной работы. В качестве инструмента исследования была применена квазизамкнутая модель двигателя с газотурбинным наддувом, встроенная в новый расчетный метод, разделенный на условные блоки. В первом блоке нового метода способом неопределенных множителей Лагранжа выполняется вычисление оптимальных значений геометрических элементов радиально-осевой турбины, в которых происходит движение газа.

Во втором блоке для предварительной оценки рассчитанных геометрических параметров проточной части выполняется расчет характеристик турбины, основанный на допущении об одномерности и квазистационарности потока. Для вычислений использован метод расчета параметров турбины на среднем радиусе меридионального сечения, дополненный полуэмпирической методикой расчета потерь энергии газа при движении последнего от входа в турбину к выходному сечению. В третьем блоке выполнена оценка коэффициента полезного действия турбины при совместной работе с поршневым двигателем путем применения для него замкнутой модели. Это позволило объективно оценить такие характеристики турбины, как коэффициент полезного действия и мощность, которые функционально связаны с импульсом давлений в выпускном тракте, что дает возможность прогнозировать эксплуатационные характеристики турбины, работающей совместно с поршневым двигателем.

Ключевые слова: система наддува, турбокомпрессор, радиально-осевая турбина, проточная часть, сопловый аппарат, сопло, конструктивный угол выхода, коэффициент напора, характеристики турбины.

Для цитирования:

Пассар А. В. Влияние конструктивного угла выхода сопел турбины системы наддува поршневого двигателя на эффективность ее работы / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.

Введение (Introduction)

Актуальность исследований в направлении повышения общей эффективности судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с газотурбинным наддувом подтверждена рядом статей, опубликованных в ведущих журналах России [1]–[4]. Одним из основных способов повышения тепловой и эксплуатационной эффективности ДВС является оптимизация системы газотурбинного наддува [3], использующей газовую турбину, утилизирующую энергию отработавших газов поршневой части, в качестве приводного двигателя компрессора. Заявленное авторами данной работы направление, в той или иной степени, прослеживалось в ряде публикаций, представляющих выбор перспективных путей совершенствования малоразмерных газовых турбин, а также результаты анализа различных конструктивных параметров, определяющих их общую эффективность [4]–[7].

Моделирование потерь энергии и выбор конструктивных элементов межлопаточной области, оказывающих наиболее значительное влияние на энергетические характеристики и максимально возможный расход газа, проходящего через малоразмерную турбину, рассматривается в работах [8]–[10]. Исследованию малорасходных центростремительных турбин посвящены работы [8], [9], малорасходных радиально-осевых турбин — работа [10]. Согласно данным этих работ и общепринятой теории функционирования турбомашин, наиболее значимым параметром является угол лопаток соплового аппарата (СА) в выходной части и определяемая им величина угла выхода потока α_1 .

Результаты и выводы работ [11]–[15] устанавливают положительный эффект от снижения угла выхода потока α_1 с соответствующим увеличением внутреннего и окружного КПД радиально-осевых турбин (РОТ) малых расходов. Например, для РОТ турбокомпрессора ТКР-14 было установлено, что уменьшение угла выхода потока с 27 до 15° при условии постоянства прочих геометрических параметров соплового аппарата обеспечивает прирост внутреннего КПД на 8 % [13]. Малорасходная РОТ ТК-4 [14] со значениями выходного угла лопаток СА 9, 12, 15 и 18° (при неизменной высоте лопаток СА, равной 10,5 мм) достигла наибольшего эффективного КПД при минимальном значении угла. Интенсивность изменения эффективного КПД в зависимости от выходного угла лопаток СА была различна. Наиболее интенсивный рост КПД имел место при снижении угла с 18° до 12°, при переходе от 12° до 9° изменение КПД было незначительным.

В рассматриваемом аспекте очень показательными являются комплексные исследования геометрии проточной части РОТ, основные результаты которых приведены в [15]. Подтверждено, что геометрические параметры проточной части, в наибольшей степени влияющие на энергетическую эффективность РОТ — угла выхода потока α_1 ; соотношения высоты сопловых лопаток и диаметра рабочего колеса, степени радиальности рабочего колеса — воздействия угла α_1 , является

доминирующими. Влияние уменьшения α_1 оказалось более значительным по сравнению с другими исследованиями. При снижении угла α_1 с 34 до 16° КПД турбины вырос практически на треть — с 0,56 до 0,87. Для сравнения оптимизация степени радиальности привела к повышению КПД только на 14 %.

Необходимо отметить следующее обстоятельство: особенностью современных методов проектирования и улучшение газодинамики проточных лопаточных машин является широкое применение технологий вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD). Однако при всех имеющихся возможностях данные технологии отнюдь не упрощают проведение исследований по оценке влияния геометрии проточной части на энергетическую эффективность РОТ (особенно с учетом области применения турбин). Проведение таких исследований требует привлечения способов многопараметрической оптимизации, которые можно реализовать только под конкретные режимные параметры турбин [16]–[18].

Результаты выполненных исследований позволяют выявить один из путей эффективного воздействия на КПД РОТ. Им является уменьшение конструктивного угла выхода лопаток соплового аппарата (угла выхода сопел). Выбранное направление требует проведения дополнительных исследований. Данное обстоятельство обусловлено тем, что, во-первых, отсутствуют практические рекомендации по выбору оптимальных значений конструктивного угла выхода сопел РОТ и, во-вторых, тем, что, результаты исследований влияния данного угла приведены без учета совместной работы турбины в системе наддува поршневого двигателя.

Целью данной работы является оценка характера и степени влияния конструктивного угла выхода лопаток соплового аппарата (угла выхода сопел) РОТ, работающей в условиях нестационарного потока, на эффективность импульсной системы наддува судового дизеля.

Достижение поставленной цели потребовало решения следующих задач:

- выполнение проектирования радиально-осевых турбин турбокомпрессора ТКР-14С.27 импульсной системы наддува судового дизеля среднего уровня форсирования с различными углами выхода сопел СА;
- определение характеристик исследуемых турбин с привлечением квазистационарной модели среднего радиуса, оценка адекватности полученных результатов;
- расчет импульсов давления газа во входном сечении турбин и проведение проверки адекватности полученных результатов;
- определение значения КПД исследуемых турбин при работе в системе наддува судового двигателя.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Принципиальным вопросом исследования является учет особенностей работы РОТ в нестационарном потоке выпускной системы судового двигателя с наддувом. По этой причине основным инструментом является квазизамкнутая математическая модель рабочего процесса ДВС. В числе прочих параметров используемая модель позволяет определять импульс давлений в заданном сечении выпускного трубопровода, учитывая работу поршневой части двигателя, а также выявлять эффективность срабатывания импульса давления в турбине. Все результаты были получены для среднефорсированного судового дизеля 6ЧН 18/22, оснащенного импульсной системой газотурбинного наддува.

Дизельный двигатель с газотурбинным наддувом рассматривается как совокупность следующих термогазодинамических подсистем: неразветвленный выпускной трубопровод, радиально-осевая турбина, центробежный компрессор, охладитель наддувочного воздуха и цилиндр ДВС.

Выпускной трубопровод. Основой при моделировании газодинамических процессов является решение смешанной задачи Коши для неразветвленного выпускного трубопровода с постоянной площадью поперечного сечения. Газ принимается идеальным, квазивязким, течение — одномерным, энергоизолированным. Используемые допущения позволяют описать движение газа следующей системой дифференциальных уравнений неразрывности, движения и энергии:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + w \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{2} = 0; \\ \frac{\partial S}{\partial t} + w \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \end{cases}$$

где p , w и ρ — давление, скорость и плотность среды соответственно;

D — диаметр трубопровода;

λ — коэффициент гидравлического трения;

S — удельная энтропия.

Численное интегрирование системы уравнений осуществлялось с помощью использования метода характеристик, предполагающего преобразование исходной системы дифференциальных уравнений в частных производных первого порядка в систему обыкновенных дифференциальных уравнений для прямой и обратной волн соответственно:

$$\begin{cases} R = A + \frac{k-1}{2}W; \\ \frac{dR}{dZ} = -\frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{4} L_{\text{тр}}(k-1); \\ \frac{dX}{dZ} = W + A \end{cases} \quad \begin{cases} Q = A - \frac{k-1}{2}W; \\ \frac{dQ}{dZ} = \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{4} L_{\text{тр}}(k-1); \\ \frac{dX}{dZ} = W - A, \end{cases}$$

где R , Q — инварианты для прямой и отраженной волн;

W , A — безразмерные скорости потока и звука в среде;

X , Z — безразмерные координата и время;

$L_{\text{тр}}$ — длина трубопровода.

Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений, в свою очередь, численно интегрировалась методом Эйлера. Аппроксимация дифференциальных операторов осуществлялась по явной разностной схеме на сетке X – Z . Расчет проводился по слоям, параметры потока известны на предыдущем временном слое в каждой узловой точке, затем определялись параметры на новом временном слое в i -м сечении трубопровода. Явная разностная схема имеет известный недостаток — для устойчивости решения необходима малая величина шага по времени, определяемая критерием устойчивости Куранта. Тем не менее преимуществом схемы является: более простое построение численного решения, включая более простое задание граничных условий, полностью нивелирующее этот недостаток.

Цель работы предполагает оценку эффективности срабатывания импульса давления в РОТ с сопутствующим расчетом КПД и мощности. В результате условие на границе трубопровод — РОТ задано как модель сопла, эквивалентного по пропускной способности всей РОТ. Пропускная способность сопла определяется путем расчета характеристики РОТ. Течение через сопло принимается одномерным, квазистационарным, изоэнтропным. Давление на срезе сопла считается равным давлению за РОТ. Принятые допущения позволяют использовать соответствующие уравнения одномерной газодинамики вместе с уравнениями прямой и отраженной волн в выходном сечении трубопровода. Решение полученной системы алгебраических уравнений осуществлялось модифицированным методом Ньютона. Параллельно выполняется вычисление характеристики самой РОТ.

Цилиндр ДВС. Математическая модель основана на равновесном термодинамическом представлении внутрицилиндровых процессов. Периоды сжатия, сгорания и расширения с достаточной точностью описываются первым законом термодинамики для закрытых систем, уравнением состояния идеального газа и дополнительными соотношениями для определения теплоемкостей

рабочего тела, теплоотдачи и характеристик тепловыделения в цилиндре [19]. Для периода газообмена используется уравнение массового баланса.

Полученная система уравнений решается методом последовательных приближений на каждом расчетном шаге i по углу поворота коленчатого вала в следующем виде:

$$p_i = \frac{T_{i0} G_i}{V_i};$$

$$T_i = \left[c'_{vi} T_{i0} G_i - p_i (V_i - V_{i-1}) + \Delta Q_X + \Delta Q_W \right] \frac{1}{c'_{vi} G_i};$$

$$|T_i - T_{i0}| \leq \varepsilon,$$

где c'_v — теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме;

G — масса рабочего тела в цилиндре;

ΔQ_X — количество выделившегося тепла;

ΔQ_W — количество тепла, участвующего в теплообмене;

T_{i0} и T_i — температуры первого и второго приближения соответственно.

Сопряжение цилиндра и выпускного трубопровода потребовали задания граничного условия в качестве которого выступает модель выпускного канала с одномерным, квазистационарным, изэнтропным течением. Такое представление эквивалентно рассмотренному ранее граничному условию у РОТ с единственным отличием: дополнительным привлечением данных о коэффициенте расхода выпускного канала и клапанной щели. Метод решения получаемой системы уравнений аналогичен граничному условию у РОТ.

Турбина. Характеристики РОТ определяются с помощью газодинамического расчета параметров потока на среднем диаметре меридиального сечения в одномерном квазистационарном приближении. В этом случае используются уравнения энергии, неразрывности, моментов количества движения и адиабатического изменения состояния, а также ряд эмпирических зависимостей для определения потерь в элементах проточной части. Незвестное давление на выходе из соплового аппарата находится модифицированным методом Ньютона из условия равенства расходов через сопловой аппарат и рабочее колесо. Коэффициент скорости в сопловом аппарате определяется с учетом профильных и концевых потерь, режима течения газа и конструктивных параметров решетки. Коэффициент скорости в рабочем колесе определяется с учетом потерь при нерасчетных углах входа газового потока, потерь с выходной скоростью, потерь утечек, трения и раздельного подвода газа.

Компрессор и охладитель наддувочного воздуха. Расчет характеристик центробежного компрессора сводится к определению параметров газа в характерных элементах проточной части при их заданной геометрии. Рассматривается одномерное установившееся течение на среднем диаметре меридианального сечения. Это позволяет использовать уравнения неразрывности, энергии и политропного изменения состояния. Для учета реальной картины течения эти уравнения дополнены эмпирическими зависимостями, позволяющими учесть потери в элементах проточной части и неоднородность потока в поперечных сечениях каналов. Коэффициент мощности компрессора на произвольном режиме работы определяется по уравнению, предложенному С. А. Левковичем. Снижение температуры и потери давления в охладителе наддувочного воздуха определялись по полуэмпирическим уравнениям гидравлической характеристики охладителя.

Принцип квазизамкнутого моделирования рабочего цикла реализуется путем замыкания цикла по трем параметрам:

- давлению в выпускном трубопроводе в момент открытия выпускного клапана (начальному давлению импульса);
- балансу мощностей турбины и компрессора;
- давлению в цилиндре в момент открытия выпускного клапана.

Моделирование начинается с момента открытия выпускного клапана. Для периода выпуска, включая перекрытие фаз газораспределения, рассчитывается изменение давлений в выпускном трубопроводе и цилиндре, а также выполняется расчет мгновенных параметров турбины. Практика

расчетов позволяет принять допущение о равенстве начальных и конечных давлений импульса и использовать это положение при моделировании. Если равенство давлений не соблюдается, то расчет повторяется с новым значением начального давления импульса. После установления давления выполняется расчет параметров компрессора. Если интегральная мощность турбины и мощность компрессора не совпадают, то расчет повторяется от момента открытия выпускного клапана с новым значением частоты вращения ротора турбокомпрессора. Внутренний цикл по давлению также повторяется. После установления равенства мощностей и, соответственно, давления наддува выполняется расчет процессов в цилиндре и производится установление давления в цилиндре в момент открытия выпускного клапана.

Следует отметить, что используемая в работе математическая модель является независимым инструментом, позволяющим решить задачу согласования режимов работы системы наддува и поршневой части ДВС, устанавливая значения всех существенных для процесса параметров.

Для оценки адекватности используемого инструментария были выполнены тестовый расчет импульса давления во входном сечении штатной РОТ — ТКР-14С.27 и сравнение с экспериментально замеренной динамикой изменения давления (рис. 1). Проверка адекватности значений импульса давления при входе в штатную РОТ, полученных экспериментально, и значений, установленных путем численного эксперимента, дала положительный результат.

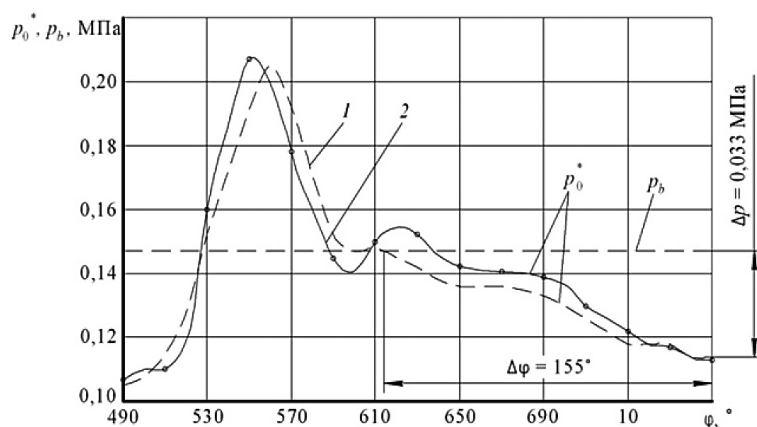


Рис. 1. Импульс давления во входном сечении штатной турбины:
1 — расчет; 2 — эксперимент

Таким образом, представленная математическая модель учитывает особенности работы РОТ в системе наддува поршневого ДВС, обладает достаточным уровнем адекватности и может быть использована для решения поставленных задач.

Результаты (Results)

На начальной стадии исследования решалась задача формирования конструктивного облика проточной части турбины. Результаты были получены с помощью математической модели одномерного течения с использованием допущений о его квазистационарности для значений угла выхода сопел СА α_{ic} , равных 15, 18, 21 и 25°. Все варианты были рассчитаны для расхода газа, равного 0,45 кг/с, и следующих параметров рабочего колеса (РК): количество лопаток $z = 13$, конструктивный угол выхода из РК $\beta_{2PK} = 36^\circ$. Приведение во взаимное соответствие конструктивных параметров РК осуществлялось путем решения оптимизационной задачи с использованием критерия оптимальности, в качестве которого принималось достижение наибольших значений пропускной способности и КПД в каждом варианте РК турбины. Оптимизационные расчеты осуществлялись методом неопределенных множителей Лагранжа [11]. Результаты данного этапа исследования приведены на рис. 2.

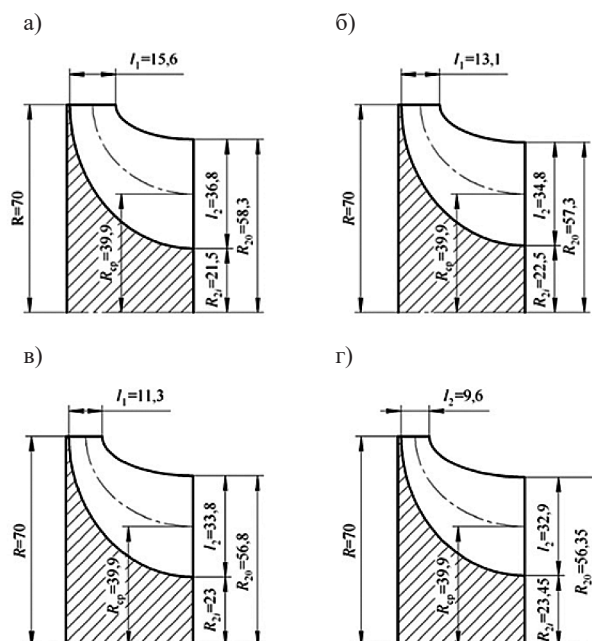


Рис. 2. Меридиональные проекции РК модельных турбин:

а — турбина 1 ($\alpha_{1c} = 15^\circ$); б — турбина 2 ($\alpha_{1c} = 18^\circ$);
в — турбина 3 ($\alpha_{1c} = 21^\circ$); г — турбина 4 ($\alpha_{1c} = 25^\circ$)

В качестве базы сравнения на рис. 3 приведена меридиональная проекция РК турбины турбокомпрессора ТКР-14С.27.

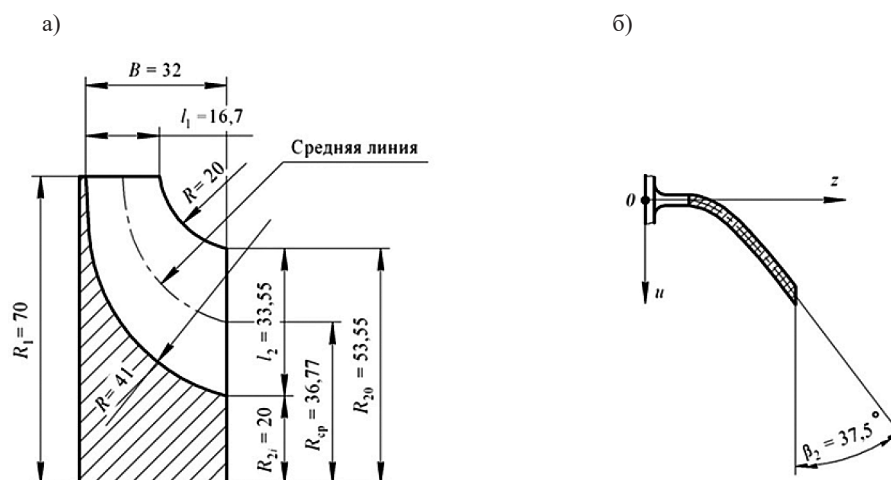


Рис. 3. Меридиональная проекция РК турбины ТКР-14С.27:

а — геометрические параметры меридиональной проекции;
б — сечение лопатки по средней линии

В процессе формирования конструктивного облика проточной части турбины было установлено следующее. При одинаковом массовом расходе газа, но при разных значениях угла выхода сопел СА α_{1c} необходимо изменять высоту лопаток и в выходном сечении РК. С ростом угла α_1 частота вращения РК возрастает. Для турбины 1 она составляет 45500 мин⁻¹ для турбин 2–4 — 46300, 47050 и 48090 мин⁻¹ соответственно.

Для полученных вариантов конструкции РК были получены статические характеристики КПД и мощности исследуемых турбин. Расчет характеристик выполнялся в одномерной квазистационарной постановке с применением разработанного авторами алгоритма решения для среднего

радиуса меридионального сечения проточной части. Определение значений потерь энергии в проточной части производилось по зависимостям, представленным в [20]. Характеристики рассчитывались в функции коэффициента напора $\bar{H}_T$. На рис. 4, а приведены характеристики $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$, на рис. 4, б — характеристики $N_T = f_2(\bar{H}_T)$ — КПД и эффективная мощность исследуемых РОТ соответственно.

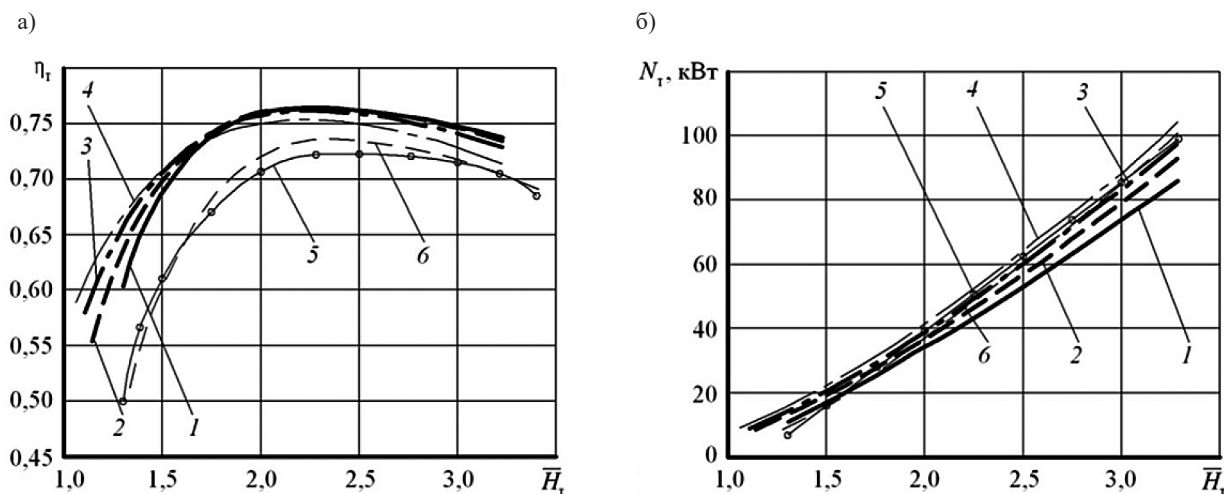


Рис. 4. Характеристики исследуемых РОТ:

1–4 — характеристики, полученные расчетным путем для модельных турбин 1–4;
5 и 6 — соответственно экспериментальная и расчетная характеристики штатной РОТ

В ходе выполнения данного этапа было выполнено сравнение экспериментальных характеристик штатной турбины ТКР-14С.27 с характеристиками, полученными расчетным путем (см. рис. 4). Был получен удовлетворительный результат, погрешность оказалась в пределах 2 %.

Расчетные изменения давления в выпускном коллекторе на входе в турбину p_0^* и величина давления наддува p_b двигателя 6ЧН 18/22, полученные с помощью квазизамкнутой математической комбинированного двигателя, приведены на рис. 5. Результаты расчетов показали, что изменения давления не меняются в зависимости от угла выхода сопел СА. Это позволяет сделать вывод о том, что на формирование изменения давления перед турбиной в значительной степени влияет пропускная способность турбины. В свою очередь, выбор геометрических размеров турбин на один и тот же расход газа, осуществляемый с использованием метода оптимального проектирования [11], обеспечивает неизменное значение пропускной способности исследуемых РОТ.

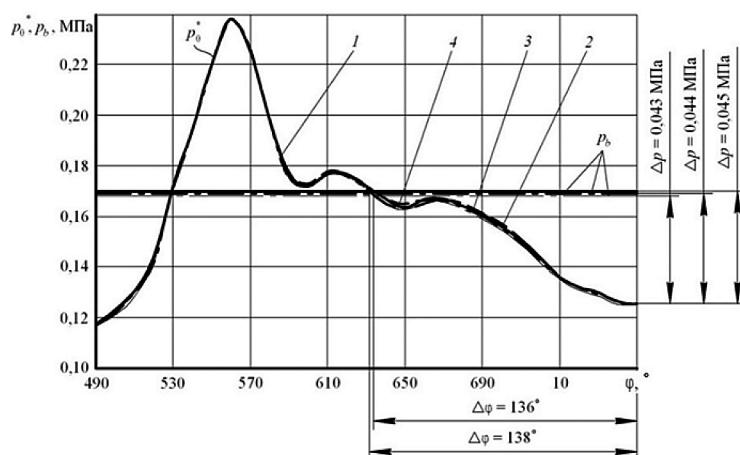


Рис. 5. Изменение давлений на входе в турбину и расчетное давление наддува:

1 — турбина 1 ($\alpha_{ic} = 15^\circ$); 2 — турбина 2 ($\alpha_{ic} = 18^\circ$);
3 — турбина 3 ($\alpha_{ic} = 21^\circ$); 4 — турбина 4 ($\alpha_{ic} = 25^\circ$)

После определения импульса давлений в турбинах появляется возможность расчета параметров, характеризующих эффективность работы турбин в составе системы наддува. В качестве этих параметров рассматриваем: частоты вращения роторов турбин n_t , максимальное значение коэффициента использования располагаемой энергии импульса $K_{и\max}$, КПД турбины η_t и ее эффективную мощность N_t .

Коэффициент использования располагаемой энергии импульса определяется по формуле

$$K_{и} = \frac{\int_0^{\tau} H_t G_t \eta_t d\tau}{\int_0^{\tau} H_t G_t d\tau},$$

где H_t — мгновенное значение изоэнтропийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за РОТ, Дж/кг;

G_t — мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с;

η_t — мгновенные величины эффективного КПД РОТ;

τ — продолжительность импульса.

Частоты вращения роторов турбин определяются как при решении задачи формирования конструктивного облика проточной части модельных турбин с использованием метода Лагранжа, так и в составе системы наддува исследуемого судового дизеля по балансу мощностей турбины и центробежного компрессора при использовании квазизамкнутой математической модели и ее программной реализации. Полученные максимальные значения $\eta_{ти}$ для модельных и штатной турбин, а также рассчитанные ранее частоты вращения приведены в таблице.

Параметры эффективности турбин

Параметры	Турбины				
	1	2	3	4	Штатная
$\alpha_{ic}, ^\circ$	15	18	21	25	18
$n_t, \text{мин}^{-1}$ (по методу Лагранжа)	45500	46300	47050	48090	—
$n_t, \text{мин}^{-1}$ (по балансу мощностей)	39920	39990	39830	39650	38950
$\Delta n_t, \text{мин}^{-1}$	5580	6310	7220	8440	—
$K_{и\max}$	0,662	0,665	0,66	0,646	0,61

Из приведенных в таблице данных видно, что частота вращения, определенная по балансу мощностей, не совпадает с частотой вращения, определенной ранее при оптимизации турбинных ступеней, она значительно ниже. Подобный результат объясняется особенностями согласования турбины и компрессора в составе системы наддува, в том числе учетом характеристики потребителя мощности — центробежного компрессора.

Для сопоставления с импульсами давлений (рис. 5) расчет значений КПД и эффективной мощности исследуемых РОТ проводился в функции угла поворота коленчатого вала. Расчет выполнялся по одномерной квазистационарной модели использованной для расчета характеристик турбин. Результаты для КПД и мощности представлены на рис. 6, а и б соответственно.

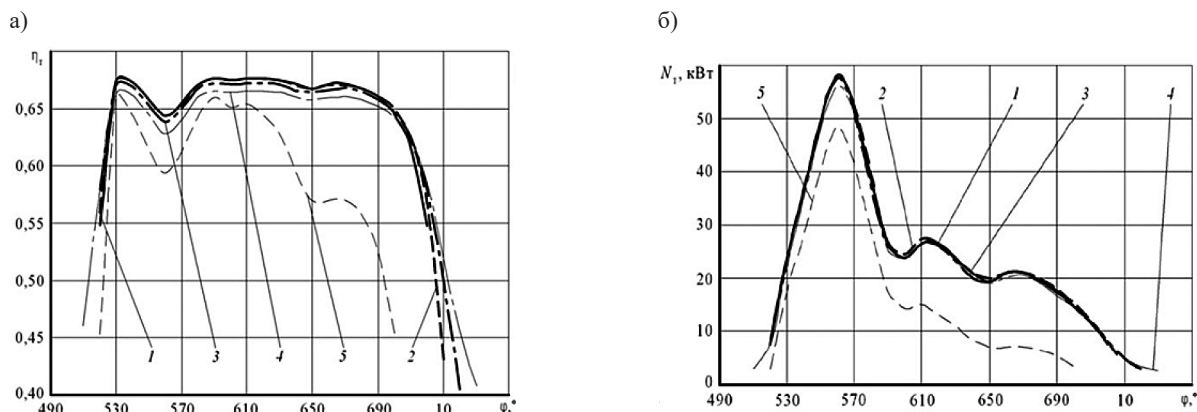


Рис. 6. Мгновенные значения КПД и мощности исследуемых турбин:
1–4 — номера модельных турбин; 5 — штатная турбина

Полученные результаты демонстрируют рост эффективного КПД турбин в условиях импульсного потока с уменьшением угла выхода сопел. Эффективная мощность исследуемых РОТ не зависит от конструктивного угла выхода сопел. Это обстоятельство объясняется тем, что турбины были спроектированы на один и тот же расход газа.

Обсуждение (Discussion)

Анализ характеристик модельных турбин с различными значениями угла выхода сопел СА α_{ic} показывает следующее. Для характеристик $\eta_t = f_1(\bar{H}_t)$ модельных РОТ можно выделить два участка изменения коэффициента напора (см. рис. 4, а): участок 1, на котором $\bar{H}_t = 1,1 \dots 1,9$, участок 2 $\bar{H}_t = 1,9 \dots 3,3$. Для участка 1 характерно то, что КПД РОТ существенно зависит от конструктивного угла α_{ic} и возрастает по мере его увеличения. На участке 2 с ростом угла α_{ic} КПД РОТ несущественно понижается. Характеристика $N_t = f_2(\bar{H}_t)$ демонстрирует увеличение эффективной мощности РОТ с увеличением конструктивного угла выхода сопел СА — α_{ic} (см. рис. 4, б).

В четырехтактном двигателе с импульсной системой наддува существует возможность организации интенсивной продувки цилиндра, позволяющей снизить теплонапряженность головки поршня, днища крышки цилиндра и элементов газораспределения, а также повысить качество газообмена. Интенсивность продувки определяется средним перепадом давлений между впускным и выпускным трубопроводами, а также величиной перекрытия фаз газораспределения, в течение которого этот перепад может быть использован.

В расчетных исследованиях качество продувки можно оценить по условной располагаемой продолжительности продувки $\Delta\phi$ — периоду в градусах поворота коленчатого вала, в течение которого перепад давлений остается положительным, и максимальному перепаду давлений между впускным и выпускным трубопроводами Δp (рис. 5). Следует учитывать также характер изменения нисходящей части импульса давления. Отсутствие отраженных волн и плавное изменение импульса давления увеличивает предполагаемую продолжительность продувки.

При анализе эффективности продувки цилиндров необходимо учитывать изменение давления в выпускном трубопроводе, а также уровень пологости и появление отраженных волн. Наличие отраженных волн может негативно сказываться на качестве продувки и наполнении цилиндров, приводя к увеличению удельного расхода топлива [21]. Оптимальный выбор реальной величины перекрытия фаз газораспределения зависит от интенсивности изменения давления: чем более интенсивным является изменение давления, тем меньше должна быть условная располагаемая продолжительность продувки. Это важно учитывать при определении оптимального перекрытия фаз газораспределения. Таким образом, анализ условной располагаемой продолжительности продувки и перепада давления позволяет сделать вывод об эффективности продувки цилиндров и выбрать оптимальные параметры с учетом интенсивности изменения давления,

предотвратив появление отрицательных эффектов, таких как увеличение удельного расхода топлива.

Характер изменения давления на входе в турбину и величины расчетного давления наддува позволяет оценить изменение газообмена и продувки цилиндров при варьировании угла выхода сопел СА — α_{ic} . Изменение угла выхода сопел практически не влияет на располагаемую продолжительность продувки цилиндров $\Delta\varphi$, но ее величина несколько сжимается по сравнению со штатной турбиной (136...138 против с 155, соответственно рис. 4 и 5). Также изменение угла выхода из сопел практически не влияет на перепад давлений на продувку Δp (0,043–0,045 МПа). Таким образом, снижение угла выхода сопел СА не оказывает отрицательного влияния на эффективность продувки цилиндров особенно с учетом увеличения перепада давлений на продувку.

Полученные максимальные значения $K_{и\max}$ для модельных и штатной турбин, а также рассчитанные ранее значения частоты вращения (см. таблицу) служат подтверждением повышения эффективности срабатывания импульса давления в турбинах с соответствующим повышением эффективности преобразования энергии отработавших газов на участке *выпускной трубопровод – турбина* по мере уменьшения угла выхода сопел СА. Полученный результат хорошо коррелируется как со статическими характеристиками исследуемых турбин ($\eta_r = f_1(\bar{H}_r)$ и $N_r = f_2(\bar{H}_r)$ — см. рис. 4), так и с мгновенными значениями КПД и эффективной мощности (см. рис. 6).

Выводы (Summary)

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Проверка используемого метода расчета эффективности РОТ, выполняемая сравнением расчетных и экспериментальных данных после динамической продувки штатной турбины, показала, что погрешность расчетных и опытных результатов находится в пределах 2 %. Это свидетельствует о достаточной точности использованных полуэмпирических зависимостей для определения уровня энергетических потерь в турбинах.

2. Проверка адекватности расчетных результатов, связанных с определением импульсов давления, выполнена при помощи сравнения расчетного и экспериментального значений импульсов давления для штатной турбины. Одинаковый характер изменения импульсов и достаточная точность значений в характерных точках импульсов позволяют сделать вывод о достаточной адекватности используемой математической модели.

3. При оптимальном проектировании РОТ методом неопределенных множителей Лагранжа на одинаковые расходы газа через проточную часть РОТ с увеличением угла выхода сопел СА α_{ic} высоту лопаток во входном и выходном сечениях РК необходимо уменьшать для обеспечения одинаковой пропускной способности турбин (оптимальные значения частот вращения ротора ТК в этом случае значительно увеличиваются).

4. Оптимальная частота вращения РК, определенная с учетом баланса мощностей турбины и компрессора в системе наддува, не совпадает с оптимальной частотой вращения, полученной при проектировании ступени методом неопределенных множителей Лагранжа. При этом разница частот вращения, т. е. фактически степень неоптимальности, увеличивается по мере увеличения угла выхода сопел.

5. Увеличение конструктивного угла выхода из сопел в исследованном диапазоне (15–25°) не приведет к снижению качества продувки. С учетом величины перекрытия фаз газораспределения в исследуемом ДВС некоторое снижение располагаемой продолжительности продувки (на 11–12 % по сравнению со штатной турбиной) вполне компенсируется увеличением перепада давлений на продувку (на 8–9 %).

6. Учитывая, что изменение угла выхода сопел не оказывает принципиального влияния на изменение эффективной мощности и КПД исследованных РОТ при их работе в составе системы наддува, выбор наилучшего варианта геометрии РК может быть произведен на основании максимального значения $K_{и\max}$ и степени неоптимальности, определяемой разницей частот вращения, полученных по методу Лагранжа и через баланс мощностей.

7. Наилучшие значения этих величин демонстрируют модельные турбины 1 и 2, имеющие углы выхода сопел СА α_{1c} , равные 15° и 18° соответственно. Для дальнейших исследований был выбран вариант проточной части РОТ с углом $\alpha_{1c} = 18^\circ$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжов В. А. Состояние Российского дизелестроения для стратегических отраслей / В. А. Рыжов // Двигателестроение. — 2019. — № 3 (277). — С. 3–7.
2. Новые технологии в двигателестроении (материалы конгресса СИМАС-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 3 (273). — С. 35–54.
3. Циплёнкин Г. Е. Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува / Г. Е. Циплёнкин, В. И. Иовлев // Двигателестроение. — 2018. — № 2 (272). — С. 20–28.
4. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2020. — № 3 (281). — С. 35–53.
5. Пассар А. В. Влияние высот лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на газодинамику течения / А. В. Пассар // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. — 2019. — Т. 330. — № 12. — С. 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
6. Fershalov A. Y. Principles of designing gas microturbine stages / A. Y. Fershalov, Y. Y. Fershalov, M. Y. Fershalov // Energy. — 2021. — Vol. 218. — Pp. 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488.
7. Коленько Г. С. Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток / Г. С. Коленько, Н. А. Забелин, Г. А. Фокин // Двигателестроение. — 2021. — № 3 (285). — С. 7–11.
8. Крюков А. А. Моделирование потерь энергии в центростремительной турбине с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Куличков, А. А. Ратников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 5. — С. 858–866. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
9. Крюков А. А. Сравнение значений коэффициентов скорости в турбинной ступени с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Чехранов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 2. — С. 257–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-257-265.
10. Пассар А. В. Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко, Ю. Я. Фершалов // Двигателестроение. — 2022. — № 2 (288). — С. 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52.
11. Митрохин В. Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.
12. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин / Н. Мидзумати. — М.: Машгиз, 1961. — 120 с.
13. Одиванов Л. Н. Исследование радиально-осевой турбины турбокомпрессора / Л. Н. Одиванов, А. П. Тунаков // Энергомашиностроение. — 1964. — № 9. — С. 23–26.
14. Кельштейн Д. М. Угол установки сопловых лопаток для новой конструкции входного направляющего аппарата турбины турбокомпрессора / Д. М. Кельштейн // Двигатели внутреннего сгорания. — 1966. — Вып. 3. — С. 71–74.
15. Dixon S. L. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery / S. L. Dixon. — Oxford, Butterworth-Heinemann, 1998. — 322 p.
16. Galindo J. Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its applications to engine modeling / J. Galindo, P. Fajardo, R. Navarro, L. M. Garcia-Cuevas // Applied Energy. — 2013. — № 103. — Pp. 116–127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
17. Newton P. Three-Dimensional Computational Study of Pulsating Flow inside a Double Entry Turbine / P. Newton, R. Martinez-Botas, M. A. Seiler // Journal of Turbomachinery. — 2015. — Vol. 137. — Is. 3. — Pp. 031001. DOI: 10.1115/1.4028217.
18. Sanaye S. A new method for optimum selection of two-stage turbocharger for heavy duty diesel engine / S. Sanaye, S. S. Ghadikolaei, S. A. A. Moghadam // International Journal of Heavy Vehicle Systems. — 2015. — Vol. 22. — No. 1. — Pp. 42–72. DOI: 10.1504/IJHVS.2015.070416.

19. Петров В. А. Математическое описание характеристик тепловыделения в турбопоршневых двигателях на различных режимах / В. А. Петров, В. А. Алексеев // Двигателестроение. — 1981. — № 6. — С. 3–5.
20. Лашко В. А. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части как одна из проблем реализации комплексного подхода / В. А. Лашко, А. В. Пассар // Вестник Тихоокеанского государственного университета. — 2011. — № 1 (20). — С. 79–90.
21. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей / А. Э. Симсон. — М.: Машиностроение, 1964. — 248 с.

REFERENCES

1. Ryzhov, V. A. “Engine building in Russia targeted at strategic industrial sectors.” *Dvigatelistroyeniye* 3(277) (2019): 3–7.
2. “Novye tekhnologii v dvigatelestroenii (materialy kongressa CIMAC-2016).” *Dvigatelistroyeniye* 3(273) (2018): 35–54.
3. Tsyplenkin, G. E., and V. I. Iovlev. “Optimization of supercharge system to improve engine low-load efficiency.” *Dvigatelistroyeniye* 2(272) (2018): 20–28.
4. “Razvitie konstruktssii gazovykh dvigatelei (po materialam kongressa CIMAC).” *Dvigatelistroyeniye* 3(281) (2020): 35–53.
5. Passar, A. V. “Influence of blade height in centripetal turbine impeller on flow gas dynamics.” *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering* 330.12 (2019): 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
6. Fershalov, A. Yu, Yu. Ya Fershalov, and M. Yu Fershalov. “Principles of designing gas microturbine stages.” *Energy* 218 (2021): 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488.
7. Kolenko, G. S., N. A. Zabelin, and G. A. Fokin. “Nonstationary aerodynamic interaction of blade rows in high-powered axial turbines, and improvement of blade vibrational reliability.” *Dvigatelistroyeniye* 3(285) (2021): 7–11.
8. Kryukov, Aleksey A., Sergei V. Kulichkov, and Alexander A. Ratnikov. “Simulation of energy losses in an inflow turbine with partial blading of the runner.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.5 (2023): 858–866. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
9. Kryukov, Aleksey A., and Sergei V. Chekhranov. “Comparison of the velocity coefficients values in the turbine stage with partial blading of the runner.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.2 (2021): 257–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-257-265.
10. Passar, A. V., D. V. Timoshenko, and Yu. Ya. Fershalov. “Vliyanie konstruktivnogo ugla vykhoda rabocheho kola turbiny na kharakter techeniya gaza v mezhlopatochnom kanale.” *Dvigatelistroyeniye* 2(288) (2022): 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52.
11. Mitrokhin, V. T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh*. M.: Mashinostroenie, 1974.
12. Midzumati, N. *Issledovanie radial'nykh gazovykh turbin*. M.: Mashgiz, 1961.
13. Odivanov, L. N., and A. P. Tunakov. “Issledovanie radial'no-osevoy turbiny turbokompressora.” *Energomashinostroenie* 9 (1964): 23–26.
14. Kel'shteyn, D. M. “Ugol ustanovki soplovykh lopatok dlya novoy konstruktssii vkhodnogo napravlyayushchego apparata turbiny turbokompressora.” *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* 3 (1966): 71–74.
15. Dixon, S. L. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 1998.
16. Galindo, J., P. Fajardo, R. Navarro, and L. M. Garcia-Cuevas. “Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling.” *Applied Energy* 103 (2013): 116–127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
17. Newton, Peter, Ricardo Martinez-Botas, and Martin Seiler. “A three-dimensional computational study of pulsating flow inside a double entry turbine.” *Journal of Turbomachinery* 137.3 (2015): 031001. DOI: 10.1115/1.4028217.
18. Sanaye, Sepehr, Shahram Sedghi Ghadikolaee, and Seyed Ahmad Akbari Moghadam. “A new method for optimum selection of two-stage turbocharger for heavy duty diesel engine.” *International Journal of Heavy Vehicle Systems* 22.1 (2015): 42–72. DOI: 10.1504/IJHVS.2015.070416.
19. Petrov, V. A., and V. A. Alekseev. “Matematicheskoe opisanie kharakteristik teplovydeleniya v turboporshnevnykh dvigatelyakh na razlichnykh rezhimakh.” *Dvigatelistroyeniye* 6 (1981): 3–5.
20. Lashko, V. A., and A. V. Passar. “Calculation of the kinetic energy loss factor in the flowing part of a turbine as one problem in implementing complex approach.” *Bulletin of PNU* 1(20) (2011): 79–90.
21. Simson, A. E. *Gazoturbinniy nadduv dizelei*. M.: Mashinostroenie, 1964.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Пассар Андрей Владимирович —

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Вычислительный центр Дальневосточного
отделения Российской академии наук
680000, Российская Федерация, Хабаровск,
ул. Ким Ю Чена, 65

e-mail: passar_av@mail.ru

Тимошенко Денис Владимирович —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный
университет»

680035, Российская Федерация, Хабаровск,
ул. Тихоокеанская, 136

e-mail: 000595@pnu.edu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Passar, Andrey V. —

PhD,
Senior Researcher
Computing Center of the Far Eastern Branch
of the Russian Academy of Sciences
65 Kim U Chena Str., Khabarovsk, 680000,
Russian Federation,

e-mail: passar_av@mail.ru

Timoshenko, Denis V. —

PhD, associate professor
Pacific State University
136 Tikhookeanskaya Str.,

Khabarovsk, 680035,

Russian Federation

e-mail: 000595@pnu.edu.ru

Статья поступила в редакцию 29 марта 2024 г.

Received: March 29, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578

DYNAMICS OF CHANGE IN THE POLYTROPIC EXPONENT IN THE EXPANSION STROKE OF DIESEL

V. P. Litvinenko, N. A. Savinkov

Azov Maritime Institute — Mariupol branch of Sevastopol State University,
Mariupol, Donetsk People's Republic

In the article is considered the problem of achieving the optimal duration of the working stroke of a diesel engine piston during the expansion process and obtaining the maximum efficiency coefficient (EC). For this purpose, a hypothesis was put forward about the pumping action of the piston on the flow of expanding gases during the power stroke of an diesel internal combustion engine (ICE) as the piston moves from upper dead point (UDP) to bottom dead point (BDP). At a certain moment of expansion, the rate of the flow of expanding gases turns out to be equal to the rate with which the same flow is slowed down by the moving piston. The equality of these rates leads to the formation of a flow break line and has a significant impact on the nature of the change in the polytropic exponent; the value of the exponent becomes equal to one: $n = 1$. This indicates that the optimum duration of the engine's working stroke has been achieved and corresponds to the maximum power that can be removed during the diesel engine's operating cycle. An experimental relation was obtained between the initial p_1 and final p_2 pressures in the cylinder during gas expansion with the gas flow rate and the rate of deceleration of this flow due to the pumping action of the piston. An equation for the continuity of gas flow has been compiled for the process of gas expansion in the cylinder of an ICE with closed gas exchange organs. Based on this equation, the numerical value of the acceleration of gravity in the cylinder of ICE is obtained: $g_{\phi} \approx 8,7 \text{ м/с}^2 < g$, which confirms the pumping action of the piston. A theoretical (and graphical) dependence of the polytropic process exponent on the flow rate of expanding gases is obtained. The dependence allows to calculate the polytropic exponent and establish the gas relaxation period, indicating the achievement of the optimal duration of the piston stroke.

Keywords: diesel, work cycle, polytropic exponent, gas flow rate, power stroke (expansion), pumping action of the piston, inhibition of gas flow, relaxation.

For citation:

Litvinenko, Vladimir P., and Nikolay A. Savinkov. "Dynamics of change in the polytropic exponent in the expansion stroke of diesel." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 16.4 (2024): 567–578. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578.

УДК 621.436

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЯ ПОЛИТРОПЫ В ТАКТЕ РАСШИРЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

В. П. Литвиненко, Н. А. Савинков

Азовский морской институт-Мариупольский филиал
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет, Мариуполь, ДНР

Исследована задача достижения оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня дизельного двигателя в процессе расширения и получения максимального коэффициента полезного действия. Для этого выдвинута гипотеза о насосном действии поршня на поток расширяющихся газов в такте рабочего хода дизельного двигателя внутреннего сгорания в процессе движения поршня от верхней к нижней мертвой точке. Отмечается, что в некоторый момент скорость потока расширяющихся газов оказывается равной скорости, с которой этот же поток затормаживается движущимся поршнем. Равенство этих скоростей приводит к образованию линии разрыва потока, оказывая существенное влияние на характер изменения показателя политропы — значение показателя становится равным единице: $n = 1$, что указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть снята в цикле работы дизеля. Опытным путем получена связь начального p_1 и конечного p_2 давлений в цилиндре в процессе расширения газа со скоростью потока газов и скоростью затормаживания этого потока вследствие

насосного действия поршня. Составлено уравнение неразрывности газового потока для процесса расширения газов в цилиндре ДВС при закрытых органах газообмена. На основании этого уравнения получено численное значение ускорения свободного падения в цилиндре ДВС: $g_{\phi} \approx 8,7 \text{ м/с}^2 < g$, что подтверждает насосное действие поршня. Получены теоретическая и графическая зависимости показателя политропического процесса от скорости потока расширяющихся газов, позволяющие выполнять расчет показателя политропы и устанавливать период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

Ключевые слова: дизель, цикл работы, показатель политропы, скорость потока газов, такт рабочего хода (расширения), насосное действие поршня, затормаживание потока газов, релаксация.

Для цитирования:

Литвиненко В. П. Динамика изменения показателя политропы в такте расширения дизеля / В. П. Литвиненко, Н. А. Савинков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 567–578. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578.

Введение (Introduction)

Основной целью многих исследований является определение причин, влияющих на эффективность работы дизельного двигателя, на изменение тепловых потерь при различных режимах его работы и в конечном счете — поиск путей повышения КПД двигателя. При этом рассматриваются различные скоростные и нагрузочные режимы, изменение состава топливно-воздушной смеси, корректировка угла опережения впрыска, среднее индикаторное давление и другие параметры [1]. Одним из таких параметров является *показатель политропы*, который отображает протекание термодинамических процессов и характеризует направление и интенсивность теплового потока в рассматриваемых процессах [2].

При исследовании тепловых процессов в работе дизельных двигателей и рассмотрении индикаторных диаграмм (ИД) завершение рабочего цикла определяется по величине остаточного давления газов, достаточного для их самопроизвольного выпуска после завершения такта расширения. При таком подходе для расчета этого такта в качестве базового процесса принимается *политропический процесс с некоторым средним значением показателя политропы*. При этом давление газов принимается по возможности минимальным.

Показатель политропы используется в качестве диагностического параметра при оценке работы ДВС. Изменения показателя позволяют определять характер протекающих процессов внутри цилиндра двигателя, что является актуальной задачей для поиска возможностей повышения КПД двигателя [2]–[5]. В [3] показана связь между значением среднего показателя политропы в цикле и величиной утечек рабочего тела и предложено использование параметра для оценки потерь гидравлической плотности цилиндра. В работе [6] характеристику, отображающую зависимость показателя политропы от угла поворота коленчатого вала, предлагается использовать для контроля процесса сгорания в цилиндрах и диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизеля.

В теоретическом контексте на ИД отмечаются некоторые равновесные состояния в изохорном и изобарном процессах, исходя из предположения, что они протекают при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно. В то же время в такте расширения политропический процесс и в отдельных случаях адиабатный процесс обозначаются только своим началом, а не завершением. Такое положение, существующее в теории и на практике, может быть объяснено тем, что расчеты процесса ведутся при условии принятия некоторого среднего значения показателя политропы [7], [8] вследствие сложного учета динамики его изменения в цикле либо политропический процесс определяется как процесс, протекающий при постоянном показателе: $n = \text{const}$, что характеризует реальные процессы в цилиндре ДВС лишь приближенно.

Попытка преодоления указанных трудностей прослеживается во многих исследованиях [2], [4], [9]. В частности, методы их решения рассматриваются в оптимизационной термодинамике, т. е. термодинамике при конечном времени [10], где вводят допущения о возможности

определения оптимальной длительности процесса расширения и управления этим процессом за счет воздействия на температуру рабочего тела, что представляется достаточно сложным действием и оказывается в малой степени согласующимся с реальными техническими возможностями [11]. В основном в аналогичных работах ставится задача оптимального управления термодинамическими или тепломеханическими процессами в целях достижения максимального КПД [10], [11]. Рассматривается проблема отыскания минимальной диссипации энергии, что эквивалентно понятию *обратимости термодинамического процесса* и получению максимальной мощности. Однако критерии оптимального управления такими процессами до настоящего времени однозначно так и не определены, и задача отыскания максимального КПД представляется неразрешимой. Это следует из того, что максимума в таких задачах нет, а их решение может быть достигнуто лишь в пределе гипотетического цикла, продолжительность которого стремится к бесконечности [8].

Целью настоящей работы является установление теоретической зависимости, позволяющей определять изменения показателя политропы с учетом особенностей влияния насосного действия поршня на поток расширяющихся газов в такте рабочего хода ДВС и определять период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Несмотря на то, что политропические процессы и показатель политропы тесно связаны с исследованиями термодинамических процессов в цилиндрах ДВС, трактовка понятия процесса определяется авторами неоднозначно [1]–[6]. Классическим является определение показателя политропы [12] с использованием зависимости логарифма давления от логарифма объема ($\log p$ от $\log V$), когда политропа с постоянным показателем n представляет собой прямую линию. В этом случае показатель политропы равен тангенсу угла наклона этой прямой, что устанавливается из соотношения $\log p + n \cdot \log V = \log C = \text{tg } \alpha$. При этом автор работы [12] отмечает сложность определения промежуточных точек при построении кривой политропы с переменным показателем, рассматривая целесообразность использования некоторых средних значений. В этом случае средний показатель политропы определяется как тангенс угла наклона секущей в логарифмических координатах из соотношения

$$n = - \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_2 - \log V_1} = - \frac{\int_1^2 d(\log p)}{\int_1^2 d(\log V)}. \quad (1)$$

Из фундаментальных положений термодинамики следует исторически сложившаяся математическая модель политропического процесса, которая отображается зависимостью $pV^n = \text{const}$ при произвольном, но постоянном для рассматриваемого процесса значении показателя политропы n [4], [13], [14]. Как правило, отмечается, что значения показателя политропы могут находиться в пределах от $+\infty$, до $-\infty$, а само понятие политропного процесса основано на допущении о том, что в процессе расширения и сжатия газов в цилиндре ДВС показатель политропы является постоянной величиной, что исключает возможность строгого математического описания процессов в цилиндре ДВС. Несмотря на это модель по-прежнему сохраняет широкое распространение как при выполнении инженерных расчетов, так и при проектировании новых поршневых двигателей [15]. В частности, в работе [16] на примере индикаторной диаграммы двигателя рассчитаны значения показателя политропы для промежуточных значений объема цилиндра для тактов сжатия и расширения газов в цилиндре ДВС.

Показано, что вблизи положений поршня в ВМТ и НМТ значения показателя политропы равны $\pm \infty$, а в средней же части хода поршня они составляют примерно 1,37. В [17] получены значения показателя n в нижней термосфере для политропических процессов $pV^n = \text{const}$, когда

постоянна только теплоемкость. В работе [2] экспериментально получены средние значения показателя политропы расширения: 1,713; 1,548; 1,635 в трех последовательных циклах при работе двигателя в режиме холостого хода. Полученные в работах значения показателя политропы являются усредненными и ограничивают возможность анализа динамики причин изменения показателя политропы в процессе расширения.

Авторы работы [8] обращают внимание на динамику изменения энергии расширяющихся в ДВС газов, считая, что это связано с изменением скорости движения молекул газа при взаимодействии с движущимся поршнем. В свою очередь, это приводит к изменению произведения pV^n , которое не будет постоянным: $pV^n \neq \text{const}$. Такой вывод сделан на основе предположения о том, что скорость движения поршня может быть близка или больше скорости движения молекул расширяющихся газов. Следовательно, кинетическая энергия газа может не зависеть от скорости движения поршня.

Рассматривая условия возникновения ударных волн в случае выдвигания поршня из цилиндра, в работе [18] отмечается, что при этом возникают волны разрежения, которые являются причиной разрыва потока расширяющихся газов. Однако существующие методы оценки таких процессов не обеспечивают их корректное описание.

Принимая во внимание сложность определения показателя политропы, который максимально объективно отражает термодинамику процессов в цилиндре ДВС, авторами работы [9] было использовано соотношение

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}, \quad (2)$$

где p_1, p_2 — давление в начальной и конечной точках процесса соответственно;

V_1 и V_2 — объем в начальной и конечной точках соответственно.

Полученное выражение отображает некоторое интервальное значение показателя политропы, не учитывая характер его изменения в процессе расширения / сжатия рабочих газов в цилиндре ДВС.

В трудах по физике отмечается, что изменение показателя политропы происходит исключительно за счет изменения теплоемкости при постоянных давлении и объеме, допуская при этом, что теплоемкость рабочего тела остается неизменной [19]. Для реальных газов такие соотношения, как известно, «не работают».

При проектировании дизелей используется зависимость для определения показателя политропы, которая включает в свою структуру более восьми параметров, что ограничивает возможности ее решения и получения относительно точных результатов. Решение данной зависимости рекомендуется методом последовательных приближений [20], поэтому она не находит широкого применения на практике. При этом все типы процессов в классической термодинамике рассматриваются как квазистатические и поэтому обладают обратимостью [21], т. е. являются *равновесными*, что служит идеализацией реальных процессов в природе и технике. В ДВС протекают неравновесные процессы, поэтому важным оказывается определение периода релаксации Δt , т. е. времени равновесного состояния. Такие равновесные состояния обозначаются на теоретических ИД в начале и конце изохорного и изобарного процессов, но они не обозначены в процессе расширения газов, поскольку показатель политропы (адиабаты) принимается как некоторая средняя величина, что отмечалось ранее. Данное обстоятельство исключает возможность учета динамики происходящих процессов.

Оригинальным можно назвать подход оценки особенностей изменения показателя политропы в ДВС в режиме холостого хода в работе [2], где авторы определяют его для режимов сжатия и расширения согласно зависимости

$$n = \log_{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}\left(\frac{p_1}{p_2}\right), \quad (3)$$

где p_1 , V_1 и p_2 , V_2 — соответственно давление и объем в начале и конце рассматриваемого участка индикаторной диаграммы.

Используя приведенную зависимость, авторами исследования [2] был сделан вывод о существовании некоторой точки на ИД, в которой показатель политропы равен единице, а сам процесс в этой точке характеризуется как *изотермический*. Объясняется это обстоятельство равенством количества теплоты, которое отдается в стенки цилиндра двигателя, и количества теплоты, получаемой при сгорании топлива. Однако при этом не принимается во внимание, что в процессе расширения температура газов превышает 2000 °С и не может быть компенсирована системой охлаждения.

Отсутствие теоретического обоснования завершенности политропического процесса дает основание полагать, что рассматриваемые процессы в комбинированных и атмосферных явлений, происходящих в дизелях, при строгих подходах не должны рассматриваться в едином термодинамическом цикле, поскольку здесь не обозначена точка равновесного состояния потока расширяющихся газов каким-либо из термодинамических параметров. Поэтому следует считать, что процесс горения топлива и расширения газов в цилиндрах ДВС является сложным и многостадийным. Разделение физико-химических преобразований горючей смеси в цилиндре дизеля на отдельные стадии (фазы) позволит более правильно описать общую картину термодинамических процессов в цилиндре ДВС и разработать практические мероприятия по их совершенствованию и увеличению КПД [22].

Задачи достижения обратимости в цикле работы тепловых двигателей и получения максимального КПД, будучи взаимосвязанными, должны рассматриваться в некоторой степени обособленно с учетом их протекания в едином процессе. Это вызвано тем, что природа преобразования движущей силы, создаваемой при расширении газов, и природа ее дальнейшего использования для получения механической работы различны. Примером является работа кривошипно-шатунного механизма (КШМ), которая характерна тем, что линейная скорость поршня имеет различные значения в ходе его перемещения в цилиндре и, как следствие, условия воздействия расширяющихся газов на поршень оказываются неоднозначными. В то же время неоднозначным представляется и воздействие движущегося поршня на газы и на величину давления в цилиндре ДВС. Поэтому термодинамический процесс расширения и процесс преобразования движущей силы в работу целесообразно рассматривать как единую систему, состоящую из указанных ранее подсистем. Эти подсистемы должны оцениваться обособленно и в то же время иметь некоторую общую оценочную величину, в качестве которой может выступать *показатель политропы*.

В определенном смысле показатель политропы является обобщающим и интегрирующим [4], [13] особенности взаимного влияния тепловой энергии, образуемой вследствие сгорания топливовоздушной смеси и механической энергии перемещения поршня, при этом характер перемещения поршня зависит от кинематических схем конструкции подвижной части КШМ. Обусловленность взаимного влияния этих видов энергии вызвана по меньшей мере двумя обстоятельствами: во-первых, тем, что взаимодействие происходит в одном и том же интервале времени; во-вторых, тем, что перемещение поршня приводит к его воздействию на поток тепловой энергии и снижению ее эффективности. На основе этого авторами данного исследования была выдвинута гипотеза, что значение показателя политропы определяется соотношением между скоростью потока газов, образуемых при сгорании топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, и скоростью, с которой этот поток затормаживается вследствие насосного действия поршня в процессе его движения от ВМТ к НМТ в такте рабочего хода. При этом возможны три варианта такого соотношения.

Первый вариант — равенство скоростей потоков в предварительном процессе расширения: $a_1 = a_2$ (a_1 — скорость движения потока газов, образовавшихся при сгорании топливовоздушной смеси; a_2 — скорость затормаживания потока как результат насосного действия поршня). Такое условие соответствует изобарному и изотермическому ($pV = \text{const}$) процессам или, иными словами, политропическому процессу, при котором показатель политропы $n = 1$, т. е. в некоторой точке расширения одномоментно проявляются изобарность и изотермичность.

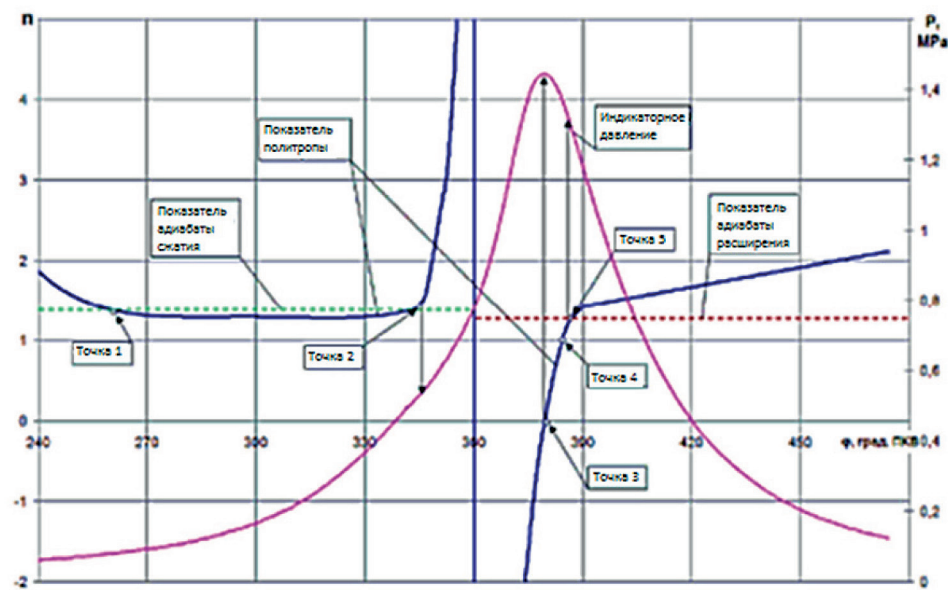


Рис. 1. Схема изменения показателя политропы действительного цикла ДВС с искровым зажиганием [2]

Аналогичное явление, наблюдаемое на рис. 1 [2] в точке 4, в которой $n = 1$, объяснялось равенством количеств теплоты, отдаваемых в стенки цилиндра, и теплоты, получаемой при сгорании топлива. По мнению авторов настоящего исследования, эта изотермичность проявляется не за счет эффективного отведения тепла системой охлаждения (что невозможно при температуре 2000 °С), а за счет равенства скоростей a_1 и a_2 .

Второй вариант — скорость $a_1 > a_2$, что соответствует политропическому процессу при показателе $n > 1$.

Третий вариант — в конце процесса расширения скорости вновь становятся равными, что соответствует периоду релаксации по условию равенства скоростей потока газа и значению показателя политропы $n = 1$.

Результаты (Results)

С целью проверки выдвигаемой гипотезы была изготовлена и использовалась экспериментальная установка, сконструированная в форме системы *поршень — цилиндр* и приводимая в действие сжатым воздухом и пружиной сжатия, воздействующими на перемещение поршня в цилиндре (рис. 2).



Рис.2. Общий вид экспериментальной установки [23]

На головке поршня был вмонтирован датчик давления, позволяющий снимать изменяющиеся значения давления в цилиндре в процессе перемещения поршня. Более подробно описание

конструкции установки и выполненных экспериментов дано в работе [23]. Опытным путем было установлено, что полученное там же уравнение:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}, \quad (4)$$

не выполняется в части отношения давлений и объемов: $\frac{p_1}{p_2} \neq \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n$, и удовлетворяет условию

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}. \text{ При этом отклонения в результатах составили более 30 \%.$$

Кроме того, фактором, свидетельствующим о реальности наблюдаемого эффекта, является рассмотрение условия неразрывности потока газов в цилиндро-поршневой группе двухтактного судового длинноходового дизеля исходя из предположения о том, что процесс расширения газов происходит при закрытых органах газообмена. При этом движущийся поршень затормаживает скорость движения молекул газа.

Уравнение неразрывности газового потока для рассматриваемого случая можно представить в виде соотношения

$$\rho_1 a_1 - k \rho_1 a_1 - \rho_2 a_2 = 0, \quad (5)$$

из которого следует

$$\rho_2 a_2 = (1 - k) \rho_1 a_1, \quad (6)$$

где ρ_1 — плотность потока газов в начальной стадии расширения в изобарном процессе;

a_1 — скорость потока газов в начальной стадии расширения в изобарном процессе;

ρ_2 — плотность потока газов в момент равенства скоростей a_1 и a_2 ;

a_2 — скорость, с которой происходит затормаживание потока газов;

k — коэффициент учета насосного действия поршня.

Коэффициент учета насосного действия поршня определяется соотношением

$$k = \frac{g_\Phi}{g}, \quad (7)$$

где g_Φ — фактическое значение ускорения свободного падения в объеме цилиндра дизеля, обусловленное насосным действием поршня;

g — справочное значение ускорения свободного падения.

Продифференцируем левую и правую части выражения (6), исходя из того, что в процессе расширения изменяются плотности и скорости потока газов, и преобразуем полученное выражение к виду

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} \left(\frac{d\rho_2}{\rho_2} + \frac{da_2}{a_2} \right) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} \left(\frac{d\rho_1}{\rho_1} + \frac{da_1}{a_1} \right). \quad (8)$$

Здесь принимаем во внимание, что процесс расширения газов связан с изменением объема в цилиндре за счет перемещения поршня. Проинтегрируем выражение (8) по объему

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} \left(\int \frac{d\rho_2}{\rho_2} + \int \frac{da_2}{a_2} \right) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} \left(\int \frac{d\rho_1}{\rho_1} + \int \frac{da_1}{a_1} \right), \quad (9)$$

откуда получим

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} (\ln \rho_2 + \ln a_2) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} (\ln \rho_1 + \ln a_1). \quad (10)$$

Из формулы (10) получим выражение для коэффициента учета насосного действия поршня k :

$$k = 1 - \frac{(\ln \rho_2 + \ln a_2) a_2 \rho_2}{(\ln \rho_1 + \ln a_1) a_1 \rho_1}. \quad (11)$$

С учетом выражения (11), из соотношения (7) получим выражение для фактического значения ускорения свободного падения в объеме цилиндра дизеля:

$$g_\Phi = g \left(1 - \frac{(\ln \rho_2 + \ln a_2) a_2 \rho_2}{(\ln \rho_1 + \ln a_1) a_1 \rho_1} \right). \quad (12)$$

Таким образом, выполнена численная оценка величины g_Φ по формуле (12) для длинноходового малооборотного судового дизеля «Бурмейстер» и «Зульцер» [20] и рассмотрены следующие его параметры для расчета: скорость потока газов в момент завершения изобарного процесса в такте расширения $a_1 = 600$ м/с; скорость $a_2 = 300$ м/с; плотность потока $\rho_1 = (40 - 60)$ кг/м³; плотность потока $\rho_2 = 10$ кг/м³. Определение этих параметров выполнялось по известным зависимостям, которые приведены в [20] (экспериментальная оценка распределения скоростей потока газов на действующем длинноходовом дизеле не производилась). Было получено значение $g_\Phi \approx 8,7$ м/с² < g , что подтверждает предложенную авторами настоящего исследования гипотезу о затормаживании потока газов вследствие насосного действия поршня в процессе его движения от ВМТ к НМТ.

Обсуждение (Discussion)

За счет проявления насосного действия поршня в процессе расширения газов в цилиндре длинноходовых дизелей и выполнения условия $g_\Phi < g$ наблюдается понижение кинетической энергии потока газов, воздействующих на поршень.

Для получения зависимости показателя политропы от скорости потока газов в цилиндре в термомеханических системах, при условии, что все поршневые ДВС конструктивно относятся именно к таким системам), использовалось выражение [23], [24]:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}. \quad (13)$$

Преобразуем формулу (13) следующим образом:

$$p_1 a_2^{\frac{2n}{n-1}} = p_2 a_1^{\frac{2n}{n-1}}.$$

Прологарифмировав последнее выражение, получим

$$\frac{2n}{n-1} = \frac{\ln p_1 - \ln p_2}{\ln a_1 - \ln a_2}. \quad (14)$$

Преобразуем формулу (14) к виду

$$2n(\ln a_1 - \ln a_2) = n[(\ln p_1 - \ln p_2) - 2(\ln a_1 - \ln a_2)],$$

откуда находим выражение для показателя политропы в виде

$$n = \frac{\ln p_1 - \ln p_2}{(\ln p_1 - \ln p_2) - 2(\ln a_1 - \ln a_2)}. \quad (15)$$

Полученная формула (15) по своей структуре аналогична соотношению (1), которое используется для определения среднего значения показателя политропы. Его особенность и новизна состоит в том, что в данном случае достигается учет динамики изменения показателя политропы в зависимости от соотношения между скоростями потока газов a_1 и a_2 .

Для получения численной зависимости показателя политропы n от скорости потока газов a_1 в цилиндре двигателя, в соответствии с выражением (15), рассматривались термомеханические процессы в длинноходовых малооборотных судовых дизелях «Бурмейстер» и «Зульцер» [20]. Для таких двигателей были определены следующие числовые оценки параметров по приведенным в [20] зависимостям. Максимальное давление p_1 в камере сгорания приблизительно равно 18 МПа. Давление $p_2 = 0,02$ МПа исходя из условия, что такое давление наддувочного воздуха поддерживается в подпоршневом пространстве в такте расширения. При плотности газов в камере сгорания 40–60 кг/м³ скорость потока газов в момент завершения изобарного процесса в такте расширения принималась в интервале $a_1 = 500$ –600 м/с. Исходя из результатов эксперимента и принимая во внимание, что степени предварительного расширения в рассматриваемых двигателях близки по своему значению, значение скорости a_2 принято равным в интервале 250–320 м/с.

Используя приведенные числовые параметры и выражение (15), была получена зависимость показателя политропы от скорости потока газа в цилиндре двигателя в такте расширения (рис. 3).

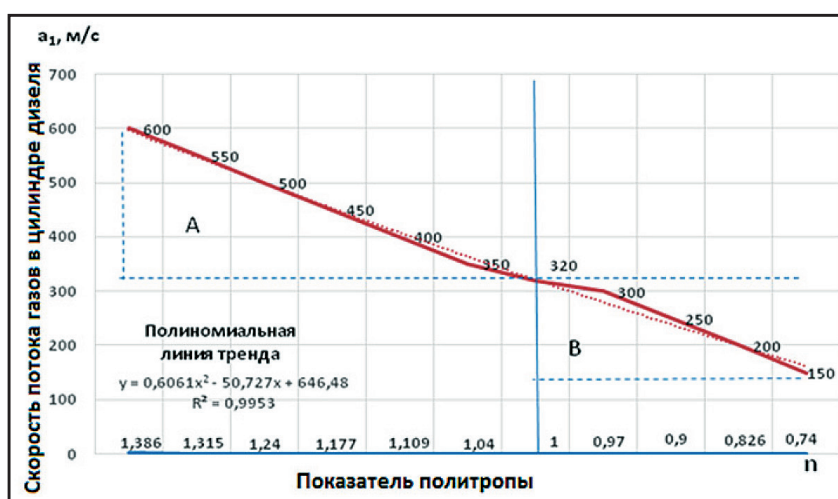


Рис. 3. Изменение показателя политропы в зависимости от скорости потока газов в цилиндре дизеля в такте расширения

Приведенная зависимость показывает линию разрыва потока газов при значении показателя политропы $n = 1$, что указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть получена в цикле работы ДВС. Полученная линия разрыва свидетельствует о правильности выдвинутой гипотезы о взаимном влиянии тепловой энергии, образуемой вследствие сгорания топливовоздушной смеси, и механической энергии перемещения поршня. Вследствие этого влияния значение показателя политропы зависит от соотношения между скоростью потока газов, образуемых при сгорании топлива в цилиндре двигателя, и скоростью, с которой этот поток затормаживается вследствие насосного действия поршня.

На основании полученных результатов отмечается значительный уровень доверительной вероятности, близкий к единице. Определение эффективности наблюдаемого процесса можно выполнить посредством численного отношения выделенных на рис. 3 площадей A и B , которое пропорционально КПД двигателя: $\eta \sim \frac{S_B}{S_A}$.

Выводы (Summary)

Выполненное исследование позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Полученные результаты дают основание полагать, что насосное действие поршня в такте расширения оказывает существенное влияние на характер изменения показателя политропы,

что необходимо принимать во внимание при выполнении соответствующих расчетов цикла работы дизелей наряду с изменением объема цилиндра, давления, вязкости газов и других параметров.

2. При расширении газов в цилиндре ДВС в некотором интервале давления скорость потока расширяющихся газов оказывается равной скорости, с которой этот же поток газов затормаживается движущимся от ВМТ к НМТ поршнем.

3. Равенство скоростей приводит к образованию линии разрыва потока, о чем свидетельствует показатель политропы $n = 1$. Данное обстоятельство указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть зафиксирована в цикле работы дизеля.

4. Полученная в работе зависимость (см. рис. 3) позволяет выполнять расчет показателя политропы и устанавливать период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шевцов Ю. Д. Исследование теплового баланса ДВС для разработки интеллектуальных систем управления в двигателях транспортных средств / Ю. Д. Шевцов, А. Д. Ниров, Л. Н. Дудник, М. М. Журавлев // Электронный сетевой политематический журнал «Научные труды КубГТУ». — 2023. — № 6. — С. 63–77.

2. Смоленский В. В. Особенности изменения показателя политропы в ДВС на режиме холостого хода / В. В. Смоленский, Н. М. Смоленская, Д. А. Павлов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2016. — Т. 18. — № 4–5. — С. 938–943.

3. Ерыганов А. В. Определение степени сжатия дизеля по результатам индицирования рабочего процесса / А. В. Ерыганов, Р. А. Варбанец // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 1. — С. 44–49.

4. Кочергин В. И. Использование характеристик термодинамических процессов для оценки технического состояния дизельных энергетических установок / В. И. Кочергин, С. П. Глушков, Е. С. Зинченко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 1. — С. 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153.

5. Ведрученко В. Р. Индицирование как метод регулирования и диагностирования параметров рабочего процесса дизельного двигателя / В. Р. Ведрученко, В. В. Крайнов, Е. С. Лазарев, П. В. Литвинов // Омский научный вестник. — 2017. — № 2 (152). — С. 40–44.

6. Использование показателя политропы процесса расширения газов в цилиндре судового дизеля в качестве диагностического параметра [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.allbest.ru/> (дата обращения: 03.05.2024).

7. Орлик А. С. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / А. С. Орлик, М. Г. Круглов, С. И. Ефимов [и др.]; под общ. ред. А. С. Орлика, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.

8. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. — Челябинск: Изд-во Южно-Уральского гос. ун-та, 2004. — 344 с.

9. Гушин А. М. Автоматизация расчета показателей политропы в цилиндрах тепловозного ДВС / А. М. Гушин, Е. В. Рябко, А. В. Сацюк, А. А. Бондарь // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. — 2020. — № 58. — С. 78–83.

10. Цирлин А. М. Задачи и результаты оптимизационной термодинамики / А. М. Цирлин. — М.: Директ-Медиа, 2015. — 220 с.

11. Розонер Л. И. Оптимальное управление термодинамическими процессами / Л. И. Розонер, М. Цирлин // Автоматика и телемеханика. — 1983. — № 1. — С. 70–79.

12. Белоконь Н. И. Термодинамика / Н. И. Белоконь. — М.: Государственное энергетическое изд-во, 1954. — 424 с.

13. Кириллин В. А. Техническая термодинамика: учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндин. — М.: Издательский дом МЭИ, 2016. — 496 с.

14. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. — М.: Наука, 1970. — Т. 1. — 492 с.

15. Babaelahi M. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines / M. Babaelahi, H. Sayuadi // *Applied Energy*. — 2015. — Vol. 141. — Pp. 143–159. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.033.
16. Гуцин А. М. Исследование политропного процесса в цилиндре ДВС / А. М. Гуцин., Е. В. Рябко, А. А. Бондарь // *Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта*. — 2019. — № 52. — С. 91–98.
17. Толмачева А. В. Политропические процессы в нижней термосфере / А. В. Толмачева, Г. И. Григорьев // *Химическая физика* –2021. — Т. 40. — № 5. — С. 91–98. DOI: 10.31857/S0207401X21050125.
18. Абакумов М. В. Ударные волны разрежения в численных решениях задач газовой динамики / М. В. Абакумов, С. И. Мухин, Ю. П. Попов, Д. В. Рогожин // *Математическое моделирование*. — 2008. — Т. 20. — № 1. — С. 48–61.
19. Белонучкин В. Е. Краткий курс термодинамики / В. Е. Белонучкин. — М.: МФТИ, 2010. — 164 с.
20. Дизели: Справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. — Л.: Машиностроение, 1977. — 470 с.
21. Квасников И. А. Термодинамика и статистическая физики: в 3 т. / И. А. Квасников. — М.: Едиториал, УРСС, 2002. — Т. 1: Теория равновесных систем. — 240 с.
22. Андрусенко С. Е. Механизмы управления рабочим процессом дизельного двигателя / С. Е. Андрусенко, О. Е. Андрусенко, В. В. Колыванов, Ю. И. Матвеев // *Научные проблемы водного транспорта*. — 2021. — № 68. — С. 98–108. DOI: 10.37890/jwt. v68.206.
23. Литвиненко В. П. Концептуальная оценка результатов исследований по оптимизации использования тепловой энергии в судовых дизелях, работающих по комбинированному циклу / В. П. Литвиненко // *Энергетические установки и технологии*. — 2023. — Т. 9. — № 2. — С. 16–25.
24. Круглов М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / М. Г. Круглов, А. А. Меднов. — М.: Машиностроение, 1988. — 360 с.

REFERENCES

1. Shevtsov, Yu. D., A. D. Nirov, L. N. Dudnik, and M. M. Zhuravlev. “Investigation of the internal combustion engine thermal balance for the development of intelligent control systems in vehicle engines.” *Scientific Works of the Kuban State Technological University* 6 (2023): 63–77.
2. Smolenskii, V., N. Smolenskaya, and D. Pavlov. “Features changes polytropic exponent in ice on idling.” *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk* 18.4–5 (2016): 938–943.
3. Yeryganov, A. V., and R. A. Varbanets. “Determination of diesel compression ratio by results by the process indexing.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 1 (2017): 44–49.
4. Kochergin, Victor I., Sergei P. Glushkov, and Evgenii S. Zinchenko. “Using the thermodynamic processes features to assess the diesel power plants technical condition.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.1 (2024): 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153.
5. Vedruchenko, V. R., V. V. Krainov, E. S. Lazarev, and P. V. Litvinov. “The indication as method for adjusting and diagnostics of diesel engine working process parameters.” *Omsk Scientific Bulletin* 2(152) (2017): 40–44.
6. Ispol'zovanie pokazatelya politropy protsessa rasshireniya gazov v tsilindre sudovogo dizelya v kachestve diagnosticheskogo parametra. Web. 1May 2024 <<http://www.allbest.ru/>>.
7. Orlik, A. S., M. G. Kruglov, S. I. Efimov, et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: sistemy porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei*. Edited by A. S. Orlik, and M. G. Kruglov. M.: Mashinostroenie, 1985.
8. Sharoglazov, B. A., M. F. Farafontov, and V. V. Klement'ev. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov*. Chelyabinsk: Izd-vo Yuzhno-Ural'skogo gos. un-ta, 2004.
9. Gushchin, A. M., E. V. Ryabko, A. V. Satsuk, and A. A. Bondar. “Automation of the calculation of polytropic indicators in the cylinders of a diesel engine.” *Collection of scientific papers of the Donetsk Railway Transport Institute* 58 (2020): 78–83.
10. Tsirlin, A. M. *Zadachi i rezul'taty optimizatsionnoi termodinamiki*. M.: Direkt-Media, 2015.
11. Rozoner, L. I., and A. M. Tsirlin. “Optimal'noe upravlenie termodinamicheskimi protsessami.” *Avtomatika i telemekhanika* 1 (1983): 70–79.
12. Belokon', N. I. *Termodinamika*. M.: Gosudarstvennoe energeticheskoe izd-vo, 1954.
13. Kirillin, V. A., V. V. Sychev, and A. E. Sheindlin. *Tekhnicheskaya termodinamika: uchebnik dlya vuzov*. M.: Izdatel'skii dom MEI, 2016.

14. Sedov, L. I. *Mekhanika sploshnoi sredy*. Vol. 1. M.: Nauka, 1970.
15. Babaelahi, Mojtaba, and Hoseyn Sayyaadi. "A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines." *Applied Energy* 141 (2015): 143–159. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.033.
16. Gushchin, A. M., E. V. Ryabko, and A. A. Bondar. "Research of the polytropic process in the cylinder of combustion engine." *Collection of scientific papers of the Donetsk Railway Transport Institute* 52 (2019): 91–98.
17. Tolmacheva, A.V., and G. I. Grigor'ev. "Politropicheskie protsessy v nizhnei termosfere." *Khimicheskaya fizika* 40.5 (2021): 91–98. DOI: 10.31857/S0207401X21050125.
18. Abakumov, M. V., S. I. Mukhin, Yu. P. Popov, and D. V. Rogozhkin. "Rarefaction shock waves in gas dynamics numerical solutions." *Mathematical Models and Computer Simulations* 20.1 (2008): 48–61.
19. Belonuchkin, V. E. *Kratkii kurs termodinamiki*. M.: MFTI, 2010.
20. Vansheidt, V. A., N. N. Ivanchenko, L. K. Kollerov, eds. *Dizeli: Spravochnik*. L.: Mashinostroenie, 1977.
21. Kvasnikov, I. A. *Termodinamika i statisticheskaya fizika*. Vol.1. Teoriya ravnovesnykh sistem. M.: Editorial, URSS, 2002.
22. Andrusenko, S. E., O. E. Andrusenko, V. V. Kolyvanov, and Yu. I. Matveev. "Work process control mechanisms of diesel engine." *Russian Journal of Water Transport* 68 (2021): 98–108. DOI: 10.37890/jwt.v68.206.
23. Litvinenko, V. P. "Conceptual evaluation of the results of research on optimization of thermal energy conversion in marine diesel engines operating on a combined cycle." *Energeticheskie ustanovki i tekhnologii* 9.2 (2023): 16–25.
24. Kruglov, M. G., and A. A. Mednov. *Gazovaya dinamika kombinirovannykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya: uchebnoe posobie*. M.: Mashinostroenie, 1988.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Литвиненко Владимир Петрович —
кандидат технических наук, доцент
Азовский морской институт — Мариупольский
филиал ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
287500, ДНР, Мариуполь, ул. Черноморская, 19
e-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru
Савинков Николай Александрович —
кандидат физико-математических наук, доцент
Азовский морской институт — Мариупольский
филиал ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
287500, ДНР, Мариуполь, ул. Черноморская, 19
e-mail: 1933an10@gmail.com

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Litvinenko, Vladimir P. —
PhD, associate professor
Azov Maritime Institute —
Mariupol branch of Sevastopol State University
19 Chernomorskaya Str., Mariupol, 287500,
Donetsk People's Republic
e-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru
Savinkov, Nikolay A. —
PhD, associate professor
Azov Maritime Institute —
Mariupol branch of Sevastopol State University
19 Chernomorskaya Str., Mariupol, 287500,
Donetsk People's Republic
e-mail: 1933an10@gmail.com

Статья поступила в редакцию 7 июня 2024 г.
Received: June 7, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-579-590

APPLICATION OF EXPERIMENTAL PLANNING METHODS FOR AN ANALYTICAL DESCRIPTION OF THE AREAS OF OPERABILITY OF MARINE ELECTROMECHANICAL SYSTEMS

A. V. Saushev

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

The topic of the study is to consider the possibility of using experimental planning methods to mathematically describe areas of performance in relation to marine electromechanical systems. A definition is given and a graphic illustration of the field of operability is provided. It is shown that information about the boundary of the field of operability allows solving the most important tasks of controlling the state of ship electromechanical systems of various functional purposes. Possible ways of solving the problem of constructing a field of efficiency and the difficulties of their practical implementation are given. The method of analytical description of the operability domain is considered, which assumes an independent approximation of each hypersurface that makes up the operability domain. It is shown that for such an approximation it is convenient to use polynomial dependencies, which can be obtained as a result of using experimental planning methods. The main advantages of this approach are considered, including the possibility of solving the problem in the case of a high dimension of the space of primary parameters, in the space of which the area of operability is built. It is noted that in order to obtain a unified analytical description of the field of operability, the properties of logical R-functions can be used, which make it possible to make the transition from logical functions to analytical dependencies. It is proved that polynomial dependencies have the properties of R-functions and can be used in such a transformation. The resulting analytical description of the health area is universal and does not depend on the configuration of the area itself. Unlike the known methods of analytical approximation of the field of operability, it is characterized by an exceptionally low methodological error and allows us to solve with high reliability the problem of parametric synthesis of marine electromechanical systems according to the criterion of the reserve of operability, as well as the tasks of evaluating and predicting their condition during operation. The considered example clearly demonstrated the sequence of solving the problem of analytical description of the field of operability and allowed us to conclude about the complex configuration of this area even for special cases and the simplest electromechanical systems.

Keywords: marine electromechanical system, analytical description, field of operability, experiment planning, logical R-functions.

For citation:

Saushev, Alexander V. "Application of experimental planning methods for an analytical description of the areas of operability of marine electromechanical systems." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 579–590. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-579-590.

УДК 621.313

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ДЛЯ АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ОБЛАСТЕЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А. В. Саушев

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

Темой исследования является рассмотрение возможности применения методов планирования эксперимента для математического описания областей работоспособности применительно к судовым электромеханическим системам. Дано определение и приведена графическая иллюстрация области работоспособности. Показано, что информация о границе области работоспособности позволяет решать

важнейшие задачи управления состоянием различных по функциональному назначению судовых электро-механических систем. Приводятся возможные способы решения задачи построения области работоспособности и отмечается сложность их практической реализации. Рассмотрен метод аналитического описания данной области, предполагающий независимую аппроксимацию каждой гиперповерхности, составляющей область работоспособности. Показано, что для такой аппроксимации удобно использовать полиномиальные зависимости, которые могут быть получены в результате использования методов планирования эксперимента. Рассмотрены основные достоинства такого подхода, включая возможность решения задачи в случае высокой размерности пространства первичных параметров, в пространстве которых строится область работоспособности. Отмечается, что для получения единого аналитического описания области работоспособности могут быть использованы свойства логических R -функций, позволяющие осуществить переход от логических функций к аналитическим зависимостям. Доказано, что полиномиальные зависимости обладают свойствами R -функций и могут быть использованы в таком преобразовании. Полученное аналитическое описание области работоспособности является универсальным и не зависит от ее конфигурации. В отличие от известных способов аналитической аппроксимации области работоспособности оно характеризуется исключительно низкой методической погрешностью и позволяет с высокой достоверностью решать задачу параметрического синтеза судовых электро-механических систем по критерию запаса работоспособности, а также задачи оценки и прогнозирования их состояния в процессе эксплуатации. Рассмотренный пример наглядно демонстрирует последовательность решения задачи аналитического описания области работоспособности, позволяя сделать вывод о сложной конфигурации этой области даже для частных случаев и простейших электро-механических систем.

Ключевые слова: судовая электро-механическая система, аналитическое описание, область работоспособности, планирование эксперимента, логические R -функции.

Для цитирования:

Саушев А. В. Применение методов планирования эксперимента для аналитического описания областей работоспособности судовых электро-механических систем / А. В. Саушев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 579–590. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-579-590.

Введение (Introduction)

Объектом исследования в работе являются различные по своему функциональному назначению судовые электро-механические системы (СЭМС), к которым, в частности, относятся системы распределения активной нагрузки между параллельно работающими судовыми синхронными генераторами, системы стабилизации напряжения судовых электроэнергетических систем, судовые электроприводы — гребные, рулевые, якорно-швартовные и др. Отличительной особенностью СЭМС являются сложные изменяющиеся условия эксплуатации, а также достаточно жесткие требования к их показателям качества, которые прописаны в Морском и Речном регистрах судостроительства. Одним из основных требований является обеспечение работоспособности СЭМС в процессе их эксплуатации. При этом важное значение имеет информация о границе области работоспособности (ОР), которая необходима для параметрической оптимизации СЭМС по критерию максимина, максимизирующего запас работоспособности СЭМС, контроля и прогнозирования их состояния в процессе эксплуатации [1]–[5].

Вопросы построения ОР применительно к техническим системам рассмотрены в литературе достаточно подробно [6]–[9]. При этом необходимо выделить следующее важное обстоятельство: первоначально границу ОР пытались аппроксимировать множеством граничных точек. Для этой цели были разработаны сеточные (дискретные) и непрерывные методы их поиска [6, с. 64], основным недостатком которых является то, что алгоритмы, реализующие данные методы, могут найти практическое применение только для небольшой размерности пространства первичных параметров технической системы, как правило, не превышающей трех. Кроме того, в полученном виде использовать полученную информацию крайне неудобно. Необходимо дополнительно решать задачу аппроксимации граничных точек поверхностями, в качестве которых обычно применяются гиперплоскости [6, с. 133]. Данная задача является сложной, трудоемкой и не всегда имеет однозначное решение. Основной проблемой аппроксимации ОР является ее сложная конфигура-

ция. Для пространства большой размерности она априорно неизвестна и как показали многочисленные исследования, форма ОР для различных технических систем может быть неоднозначной. При этом ОР состоит из целого ряда независимых друг от друга областей.

Для аппроксимации ОР были разработаны различные методы [10]–[12], большинство из которых предполагало аппроксимацию этой области регулярными фигурами: вписанным в область работоспособности гиперпараллелепипедом (брусом) или гиперкубом. В этом случае достаточно просто решается задача определения оптимальных значений первичных параметров технической системы по критерию запаса работоспособности. Центральная точка бруса и являлась искомым решением. Достаточно просто решается также задача контроля работоспособности технической системы, которая сводится к проверке выполнения допустимых условий по каждому первичному параметру системы (допусковый контроль). В работах [5], [6] было установлено и доказано, что такой подход имеет существенные недостатки. Первым из них является то, что ОР часто бывает неоднозначной и состоит из нескольких, непересекающихся подобластей различной конфигурации и объема. При этом вписывание бруса в первую найденную подобласть, как правило, не позволяет получить глобальный оптимум при решении задачи параметрического синтеза. Объем такой подобласти может быть значительно меньше объемов других подобластей. Вторым существенный недостаток заключается в том, что методическая погрешность такой аппроксимации недопустимо велика. Автором статьи [6, с. 125] было доказано, что с ростом размерности пространства первичных параметров эта погрешность резко нелинейно растет и при количестве параметров, равном пяти, может превышать 90 %. Всесторонний анализ показал, что при увеличении размерности основной объем ОР сосредоточен вдоль ее границ. Этим обстоятельством объяснялось то, что разработанные алгоритмы параметрического синтеза и контроля состояния различных по природе и функциональному состоянию технических систем могли быть использованы и позволяли получать достоверные результаты лишь при размерности пространства параметров, равной двум или трем.

Таким образом, был сделан однозначный вывод о том, что необходима разработка методов, позволяющих получить значительно более точную аппроксимацию ОР. Такое решение было найдено [5], [6]. Суть идеи сводилась к тому, что ОР рассматривалась не как единое целое, а как область, формирующаяся пересечением конечного числа гиперповерхностей. При этом каждая из них определяется заданным ограничением на значение конкретного показателя качества технической системы. Тем самым задача аппроксимации всей ОР была сведена к описанию каждой гиперповерхности в отдельности и построению единого аналитического описания ОР с предельно низкой методической погрешностью.

Целью статьи является доказательство возможности и целесообразности применительно к СЭМС использования для аппроксимации отдельных гиперповерхностей, составляющих их ОР, и полиномиальных моделей. Такие модели могут быть получены в результате использования методов планирования эксперимента и по своей природе позволяют построить единую аналитическую модель, описывающую ОР.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Область работоспособности. Условия работоспособности, которые определяют конфигурацию ОР СЭМС, в общем случае могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned} Y_{j\min} &\leq Y_j = F_j(\mathbf{X}) \leq Y_{j\max}, \quad j = \overline{1, m}; \\ Z_{j\min}^v &\leq Z_j^v = F_j^v(\mathbf{X}) \leq Z_{j\max}^v, \quad v = \overline{1, h}; \\ X_{i\min} &\leq X_i \leq X_{i\max}, \quad i = \overline{1, n}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $Y_{j\max}$ ($Z_{j\max}^v$), $Y_{j\min}$ ($Z_{j\min}^v$), Y_j (Z_j^v) — соответственно максимально и минимально допустимое и текущее значения j -го выходного (внутреннего) параметра;

$F(\mathbf{X})$ — оператор связи первичных и выходных параметров.

Первичные параметры X определяют состояние и свойства системы. К ним, например, относятся активное и индуктивное сопротивление обмотки электродвигателя, емкость конденсатора, коэффициент усиления и постоянная времени регулятора системы управления, геометрические размеры магнитопровода трансформатора. Выходными параметрами Y в данной работе являются показатели качества СЭМС (например, величина провала напряжения на шинах судовой электростанции, время нарастания угловой скорости электродвигателя до установившегося значения, время переходного процесса, вероятность безотказной работы системы), а также внутренние параметры Z — характеристики фазовых переменных на выходах элементов с ЭМС (например, амплитуда и длительность импульсов на выходе системы импульсно-фазового управления системы управления гребного электропривода). Более подробно параметры, характеризующие свойства электромеханических систем, рассмотрены в работах [1], [5], [6].

Первое неравенство системы уравнений (1) определяет (рис. 1) допусковую область D_Y пространства выходных параметров Y ЭМС. Этой области в пространстве первичных параметров X ставится в соответствие область M_Y . Данное соответствие можно представить в виде отображения $\Phi_{YX} : D_Y \rightarrow M_Y$. Второе неравенство данной системы уравнений определяет допусковую область D_Z пространства параметров Z . Последней в пространстве параметров X соответствует допусковая область M_Z , которая также может быть представлена соответствующим отображением. Третье неравенство системы уравнений (1) определяет допусковую область D_X .

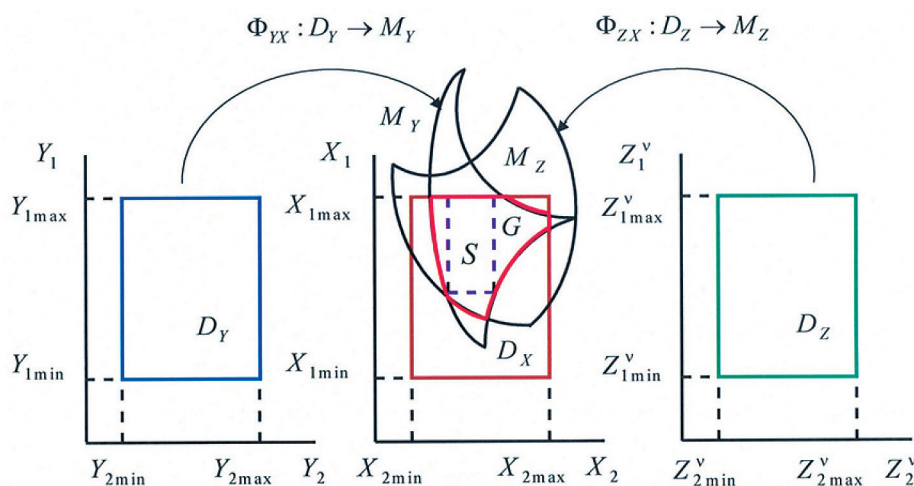


Рис. 1. Геометрическое отображение условий и области работоспособности

Множество $G = D_X \cap M_Z \cap M_Y$, являющееся пересечением областей D_X , M_Z и M_Y , является ОР. Область D_X для удобства достаточно часто обозначают буквой P . При аналитическом описании ОР обычно аппроксимируют вписанным брусом S , который на рис. 1 показан пунктиром. Более подробно этот вопрос рассмотрен в работе [6].

Аналитическое описание областей работоспособности. Аналитическое описание ОР предполагает ее задание не в виде множества граничных точек, а в виде детерминированной модели, представляющей собой совокупность формульных и математических зависимостей. В работе [6] установлено, что представление ОР некоторой регулярной фигурой (например, брусом или гиперэллипсоидом) является слишком грубой аппроксимацией. Такой подход приводит к недопустимо высокой методической погрешности [6, с. 125].

Аналитическое решение, позволяющее получить значительно более точную аппроксимацию реальной ОР было найдено и описано в работе [5]. При этом было предложено каждую гиперповерхность, составляющую ОР, вначале аппроксимировать отдельным аналитическим выражением, а затем, используя свойства логических R -функций для получения единого аналитического выражения [5], [6].

Учитывая, что ОР представляет собой пересечение конечного числа гиперповерхностей f_g , $g = 1, 2, \dots, d$; $d = 2(m + h + n)$, описываемых уравнениями $f_g(\mathbf{X}) = 0$, а функции ограничения $f_g(\mathbf{X}) = \varphi_g$ определяются условиями работоспособности (1.2) и представляют собой левые части неравенств: $F_j(\mathbf{X}) - Y_{j\min} \geq 0$, $Y_{j\max} - F_j(\mathbf{X}) \geq 0$, $F_j^v(\mathbf{X}) - Z_{j\min}^v \geq 0$, $Z_{j\max}^v - F_j^v(\mathbf{X}) \geq 0$, $X_i - X_{i\min} \geq 0$, $X_{i\max} - X_i \geq 0$, функцию G , описывающую область работоспособности, можно представить в виде следующего логического выражения:

$$G = \varphi_1 \wedge \varphi_2 \wedge \dots \wedge \varphi_g \wedge \dots \wedge \varphi_d.$$

Если функции $f_g(\mathbf{X})$ принадлежат к классу R -функций [6], то можно воспользоваться их свойствами и перейти от логической к аналитической форме записи. Результаты такого перехода рассмотрены в работах [5], [6].

В окончательном виде ОР может быть представлена в виде следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} G(\mathbf{X}) = \varphi_{(d)} = 0,5 \left(\varphi_{(d-1)} + \varphi_d - |\varphi_{(d-1)} - \varphi_d| \right); \\ \varphi_{(d-1)} = 0,5 \left(\varphi_{(d-2)} + \varphi_{d-1} - |\varphi_{(d-2)} - \varphi_{d-1}| \right); \\ \dots \\ \varphi_{(g)} = 0,5 \left(\varphi_{(g-1)} + \varphi_g - |\varphi_{(g-1)} - \varphi_g| \right); \\ \dots \\ \varphi_{(3)} = 0,5 \left(\varphi_{(2)} + \varphi_3 - |\varphi_{(2)} - \varphi_3| \right); \\ \varphi_{(2)} = 0,5 \left(\varphi_1 + \varphi_2 - |\varphi_1 - \varphi_2| \right). \end{cases} \quad (2)$$

Приравнявая функцию $G(\mathbf{X})$ нулю, получим уравнение, описывающее границу ОР ЭМС. Данный подход позволяет получить аналитическое описание ОР для любой ее конфигурации, включая неодносвязную форму. При этом достаточно просто решается задача определения работоспособности СЭМС, а также может быть решена задача параметрической оптимизации ЭМС по критерию обеспечения максимального или заданного запаса работоспособности. Это достигается путем последовательного сужения исходной области работоспособности до получения конечного результата — оптимальной точки. Такой подход, получивший название *метода сужающихся областей* (метод Саушева) впервые позволил решить поставленную задачу для произвольной формы ОР [1].

Для практического применения предложенного подхода необходимо иметь зависимости $F_j(\mathbf{X})$, которые связывают между собой первичные параметры и показатели качества СЭМС. Для простейших судовых систем такие зависимости могут быть известны. В общем случае для их получения предлагается воспользоваться методами планирования эксперимента. Полученные полиномиальные зависимости с заданной точностью будут аппроксимировать гиперповерхности, составляющие область работоспособности. Методическая погрешность такой аппроксимации крайне низкая. Она зависит от вида аппроксимирующего полинома и практически во всех случаях не превышает 5 %. Погрешность аппроксимации всей области работоспособности, в силу ее аддитивности к погрешностям отдельных гиперповерхностей, также не будет превышать этого значения.

Важным достоинством полиномиальных моделей является их простота и возможность использования при большой размерности пространства первичных параметров. При необходимости для сокращения размерности задачи могут быть использованы известные методы отсеивающего эксперимента [6, с. 332]. В отличие от уравнений, которые могут быть получены в результате решения исходного математического описания СЭМС, в случае проведения натурного эксперимента при измерении отклика автоматически учитываются конкретные значения всех параметров СЭМС, которыми она характеризуется в данный момент времени, что повышает точность таких моделей.

Результаты (Results)

Для использования полиномиальных моделей с целью аналитического описания ОР необходимо, чтобы они принадлежали к классу R -функций. Рассмотрим это условие более подробно. Значения факторов, представленные в относительных единицах, могут принимать значения от -1 до $+1$, т. е. быть положительными и отрицательными. При этом предположим, что нулевое значение фактора является положительной величиной (уравнения (1) являются нестрогими).

Знак результата операции над факторами не зависит от их численных значений, он определяется их знаками. Следовательно, знак любого фактора полиномиальной модели можно рассматривать как булеву переменную. Пусть знаку «+» соответствует значение истинности события (логическая единица), а знаку «-» — значение ложности (логический нуль).

Таким образом, операциям над факторами будут соответствовать операции над двоичными переменными, являющимися логическими булевыми функциями. Принадлежность фактора X к классу положительных или отрицательных чисел можно задать с помощью предиката:

$$S(X) = 0,5(1 + \text{sign}X), X \neq 0.$$

Введем в рассмотрение логические R -функции [6, с. 52]. Функция $\hat{Y} = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ будет являться R -функцией, если в каждой из областей H_j ($j = 1, 2, \dots, 2^n$) декартовой системы координат она сохраняет постоянный знак, т. е. $S[F(X_1, X_2, \dots, X_n)] = F_i = \text{const}$, где F_i — двоичная величина, одинаковая для всех точек области H_j . При этом каждой точке пространства параметров R^n , отличной от нуля, соответствует определенный набор двоичных величин $x_1, x_2, \dots, x_n$, определяемых выражением

$$x_i = S(X_i), i = 1, 2, \dots, n.$$

Для двух факторов будем иметь четыре подобласти (квадранта). Поскольку каждому набору двоичных переменных $x_i = S(X_i), i = 1, 2, \dots, n$ соответствует конкретная область H_j , а, следовательно, и величина F_i , можно получить такую булеву функцию $[F(x_1, x_2, \dots, x_n)]$, для которой справедливо равенство

$$S[F(X_1, X_2, \dots, X_n)] = F[S(X_1), S(X_2), \dots, S(X_n)], \quad (3)$$

выполнение которого является необходимым и достаточным условием того, чтобы функция $F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ относилась к классу R -функций.

Рассмотрим полином первого порядка, при помощи которого строится регрессионная модель на основе методов планирования эксперимента при использовании планов первого порядка. Выберем для простоты анализа план полного факторного эксперимента с двумя факторами. Регрессионная модель будет иметь вид

$$\hat{Y} = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_{12}X_1X_2. \quad (4)$$

Каждое слагаемое уравнения (4) является R -функцией. Например, функция $b_{12}X_1X_2$ является R -функцией, поскольку произведение X_1X_2 сохраняет постоянный знак в каждом квадранте декартовой системы координат. В первом и третьем квадрантах функция $Y = b_{12}x_1x_2$ равна при этом $x_1 = 1, x_2 = 1$ и $x_1 = 0, x_2 = 0$ и равна нулю во втором и четвертом квадрантах: $x_1 = 0, x_2 = 1$ и $x_1 = 1, x_2 = 0$. Таким образом, произведению переменных X_1 и X_2 соответствует логическая операция равнозначности:

$$Y = F(b_{12}x_1x_2) = x_1 \sim x_2.$$

Рассматривая уравнение в целом, нельзя утверждать, что оно принадлежит к классу R -функций, поскольку знаки коэффициентов модели могут быть разные: как положительные, так и отрицательные. Лишь в случае, если знаки всех коэффициентов уравнения одинаковые (положительные или отрицательные), оно будет являться R -функцией.

При решении рассматриваемой задачи имеет место еще одно ограничение, а именно функция $F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ является постоянной величиной и определяет числовое значение конкретного показателя качества. В силу этого условия в пространстве параметров X уравнению (4) будет соот-

ветствовать одна гиперповерхность, каждая точка которой определяется конкретными значениями этих параметров. Отсюда следует, что и знак функции $F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ при любых возможных сочетаниях параметров $\mathbf{X}$ всегда будет оставаться неизменным. Данный вывод, очевидно, справедлив и для полиномов более высокой степени. Таким образом, для решаемой задачи полученные в ходе проведения активного эксперимента регрессионные модели для любых СЭМС будут являться R -функциями и к ним можно применять все известные формулы, позволяющие перейти от логической к аналитической форме записи исходных уравнений.

В качестве примера рассмотрим простейшую СЭМС, состоящую из усилителя и асинхронного исполнительного электродвигателя с короткозамкнутым ротором мощностью 300 Вт и моментом инерции ротора $340,5 \cdot 10^{-5}$ кг·м² [6, с. 305]. Показателями качества данной системы являются: t_p — время разбега электродвигателя от неподвижного состояния до установившейся скорости при моменте сопротивления $M_c = 0$ и номинальном напряжении сети 220 В, $f = 50$ Гц; $M_{уд}$ — ударный момент, т. е. наибольший пик момента в процессе пуска; $\lambda = I_{уд}/I_{уст}$ — кратность пускового тока ($I_{уд}$ — ударный ток статора; $I_{уст}$ — установившийся ток статора). Ограничения значений показателей качества имеют вид:

$$8 \leq t_p = Y_1 \leq 9; M_{уд} = Y_2 \leq 75; \lambda = Y_3 \leq 1,65.$$

Параметры электродвигателя, от которых зависят его динамические показатели качества, представлены в относительных единицах:

- X_1 — нормированное значение активного сопротивления статора;
- X_2 — нормированное значение индуктивного сопротивления взаимной индукции;
- X_3 — нормированное значение индуктивного сопротивления рассеяния обмотки статора;
- X_4 — нормированное значение приведенного активного сопротивления обмотки ротора;
- X_5 — нормированное значение приведенного индуктивного сопротивления обмотки ротора.

Численные значения сопротивлений, а также процесс построения регрессионных моделей рассмотрены в работе [6, с. 305]. В качестве плана эксперимента использовался дробный факторный эксперимент, который являлся полуреplikой полного факторного эксперимента.

После проверки статистической значимости коэффициентов регрессионных моделей и отбрасывания слагаемых модели с малозначимыми коэффициентами были получены окончательные уравнения, устанавливающие связь показателей качества с первичными параметрами рассматриваемой СЭМС:

$$\begin{aligned}\hat{Y}_1 &= 9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2 - 2,05X_3 + 1,844X_4 - 1,46X_1X_5 - 1,205X_2X_3 + \\ &\quad + 1,24X_2X_4 - 0,425X_2X_5 - 1,57X_3X_4; \\ \hat{Y}_2 &= 64 - 10,32X_1 - 18,35X_2 + 8,8X_3 - 10,11X_4 - 1,8X_5 + \\ &\quad + 1,69X_1X_2 + 1,89X_1X_3 + 2,16X_1X_4 - 1,37X_1X_5 + 1,98X_2X_4 - 1,66X_3X_4; \\ \hat{Y}_3 &= 1,58 - 0,069X_1 - 0,314X_2 + 0,37X_3 + 0,064X_1X_2 - 0,032X_1X_3 + \\ &\quad + 0,046X_1X_4 + 0,029X_1X_5 - 0,234X_2X_3 + 0,032X_2X_4.\end{aligned}$$

Введем обозначения: $\hat{Y}_1 = F_1(\mathbf{X})$; $\hat{Y}_2 = F_2(\mathbf{X})$; $\hat{Y}_3 = F_3(\mathbf{X})$ и запишем выражения для логических R -функций, определяющих границу ОР:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= F_1(\mathbf{X}) - Y_{1\min} = (9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2 - 2,05X_3 + 1,844X_4 - 1,46X_1X_5 - \\ &\quad - 1,205X_2X_3 + 1,24X_2X_4 - 0,425X_2X_5 - 1,57X_3X_4) - 8; \\ \varphi_2 &= Y_{1\max} - F_1(\mathbf{X}) = 9 - F_1(\mathbf{X}); \\ \varphi_3 &= Y_2 - F_2(\mathbf{X}) = 68 - (64 - 10,32X_1 - 18,35X_2 + 8,8X_3 - 10,11X_4 - 1,8X_5 + \\ &\quad + 1,69X_1X_2 + 1,89X_1X_3 + 2,16X_1X_4 - 1,37X_1X_5 + 1,98X_2X_4 - 1,66X_3X_4); \\ \varphi_4 &= Y_3 - F_3(\mathbf{X}) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 - 0,314X_2 + 0,37X_3 + \\ &\quad + 0,064X_1X_2 - 0,032X_1X_3 + 0,046X_1X_4 + 0,029X_1X_5 - 0,234X_2X_3 + 0,032X_2X_4 + \\ &\quad + 0,025X_2X_5 - 0,057X_3X_4 - 0,043X_3X_5 + 0,049X_4X_5).\end{aligned}$$

Аналогичным образом получим логические R -функции, определяющие в относительных единицах границу допусковой области $\mathbf{P}$ пространства первичных параметров:

$$\begin{aligned}\varphi_5 &= X_1 + 1; \varphi_6 = 1 - X_1; \varphi_7 = X_2 + 1; \varphi_8 = 1 - X_2; \varphi_9 = X_3 + 1; \\ \varphi_{10} &= 1 - X_3; \varphi_{11} = X_4 + 1; \varphi_{12} = 1 - X_4; \varphi_{13} = X_5 + 1; \varphi_{14} = 1 - X_5.\end{aligned}$$

На основании (2) запишем выражения, аналитически описывающие области $\mathbf{M}$, $\mathbf{P}$ и $\mathbf{G}$, используя рекуррентную форму записи:

$$M(\mathbf{X}) = 0,5(\varphi_{12} + \varphi_{34} - |\varphi_{12} - \varphi_{34}|); \quad P(\mathbf{X}) = 0,5(\varphi_{5-12} + \varphi_{1314} - |\varphi_{5-12} - \varphi_{1314}|);$$

$$G(\mathbf{X}) = 0,5(M(\mathbf{X}) + P(\mathbf{X}) - |M(\mathbf{X}) - P(\mathbf{X})|);$$

$$\varphi_{12} = 0,5(\varphi_1 + \varphi_2 - |\varphi_1 - \varphi_2|); \varphi_{34} = 0,5(\varphi_3 + \varphi_4 - |\varphi_3 - \varphi_4|);$$

$$\varphi_{5-8} = 0,5(\varphi_{56} + \varphi_{78} - |\varphi_{56} - \varphi_{78}|); \varphi_{5-10} = 0,5(\varphi_{58} + \varphi_{910} - |\varphi_{58} - \varphi_{910}|);$$

$$\varphi_{5-12} = 0,5(\varphi_{5-10} + \varphi_{1112} - |\varphi_{5-10} - \varphi_{1112}|); \varphi_{56} = 0,5(2 - |X_5| - |X_6| - ||X_6| - |X_5||);$$

$$\varphi_{78} = 0,5(2 - |X_7| - |X_8| - ||X_7| - |X_8||); \varphi_{910} = 0,5(2 - |X_9| - |X_{10}| - ||X_9| - |X_{10}||);$$

$$\varphi_{1112} = 0,5(2 - |X_{11}| - |X_{12}| - ||X_{11}| - |X_{12}||); \varphi_{1314} = 0,5(2 - |X_{13}| - |X_{14}| - ||X_{13}| - |X_{14}||).$$

Для наглядности рассмотрим уравнения, описывающие сечения области работоспособности в двухмерном пространстве параметров при условии, что остальные параметры находятся в центре области допуска, т. е. принимают в относительных единицах значение, равное нулю. Всего возможны десять комбинаций. Ограничимся рассмотрением шести вариантов.

1. Пространство параметров X_1 и X_2 :

$$\varphi_1 = a_{12} = F_1(X_1, X_2) - Y_{\min} = (9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a_{212} = Y_{\max} - F_1(X_1, X_2) = 9 - (9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2) = 0;$$

$$\varphi_3 = a_{312} = Y_2 - F_2(X_1, X_2) = 68 - (64 - 10,32X_1 - 18,35X_2 + 1,69X_1X_2) = 0;$$

$$\varphi_4 = a_{412} = Y_3 - F_3(X_1, X_2) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 - 0,314X_2 + 0,064X_1X_2) = 0.$$

2. Пространство параметров X_1 и X_3 :

$$\varphi_1 = a_{13} = F_1(X_1, X_3) - Y_{\min} = (9,28 + 0,44X_1 - 2,05X_3) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a_{213} = Y_{\max} - F_1(X_1, X_3) = 9 - (9,28 + 0,44X_1 - 2,05X_3) = 0;$$

$$\varphi_3 = a_{313} = Y_2 - F_2(X_1, X_3) = 68 - (64 - 10,32X_1 + 8,8X_3 + 1,89X_1X_3) = 0;$$

$$\varphi_4 = a_{413} = Y_3 - F_3(X_1, X_3) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 + 0,37X_3 - 0,032X_1X_3) = 0.$$

3. Пространство параметров X_1 и X_4 :

$$\varphi_1 = a_{14} = F_1(X_1, X_4) - Y_{\min} = (9,28 + 0,44X_1 + 1,844X_4) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a_{214} = Y_{\max} - F_1(X_1, X_4) = 9 - (9,28 + 0,44X_1 + 1,844X_4) = 0;$$

$$\varphi_3 = a_{314} = Y_2 - F_2(X_1, X_4) = 68 - (64 - 10,32X_1 - 10,11X_4 + 2,16X_1X_4) = 0;$$

$$\varphi_4 = a_{414} = Y_3 - F_3(X_1, X_4) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 + 0,046X_1X_4) = 0.$$

4. Пространство параметров X_1 и X_5 :

$$\varphi_1 = a_{15} = F_1(X_1, X_5) - Y_{\min} = (9,28 + 0,44X_1 - 1,46X_1X_5) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a_{215} = Y_{\max} - F_1(X_1, X_5) = 9 - (9,28 + 0,44X_1 - 1,46X_1X_5) = 0;$$

$$\varphi_3 = a_{315} = Y_2 - F_2(X_1, X_5) = 68 - (64 - 10,32X_1 - 1,8X_5 - 1,37X_1X_5) = 0;$$

$$\varphi_4 = a_{415} = Y_3 - F_3(X_1, X_5) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 + 0,029X_1X_5) = 0.$$

5. Пространство параметров X_2 и X_3 :

$$\varphi_1 = a_{123} = F_1(X_2, X_3) - Y_{\min} = (9,28 + 3,9X_2 - 2,05X_3 - 1,205X_2X_3) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a_{223} = Y_{\max} - F_1(X_2, X_3) = 9 - (9,28 + 3,9X_2 - 2,05X_3 - 1,205X_2X_3) = 0;$$

$$\varphi_3 = a_{323} = Y_2 - F_2(X_2, X_3) = 68 - (64 - 18,35X_2 + 8,8X_3) = 0;$$

$$\varphi_4 = a_{423} = Y_3 - F_3(X_2, X_3) = 1,65 - (1,58 - 0,314X_2 + 0,37X_3 - 0,234X_2X_3) = 0.$$

6. Пространство параметров X_4 и X_5 :

$$\varphi_1 = a1_{45} = F_1(X_4, X_5) - Y_{1\min} = (9,28 + 1,844X_4) - 8 = 0;$$

$$\varphi_2 = a2_{45} = Y_{1\max} - F_1(X_4, X_5) = 9 - (9,28 + 1,844X_4) = 0;$$

$$\varphi_3 = a3_{45} = Y_2 - F_2(X_4, X_5) = 68 - (64 - 10,11X_4 - 1,8X_5) = 0;$$

$$\varphi_4 = a4_{45} = Y_3 - F_3(X_4, X_5) = 1,65 - (1,58 + 0,049X_4X_5) = 0.$$

На рис. 2 представлены сечения области работоспособности усилителя-электродвигателя для рассмотренных шести вариантов, ОР выделены фоном желтого цвета.

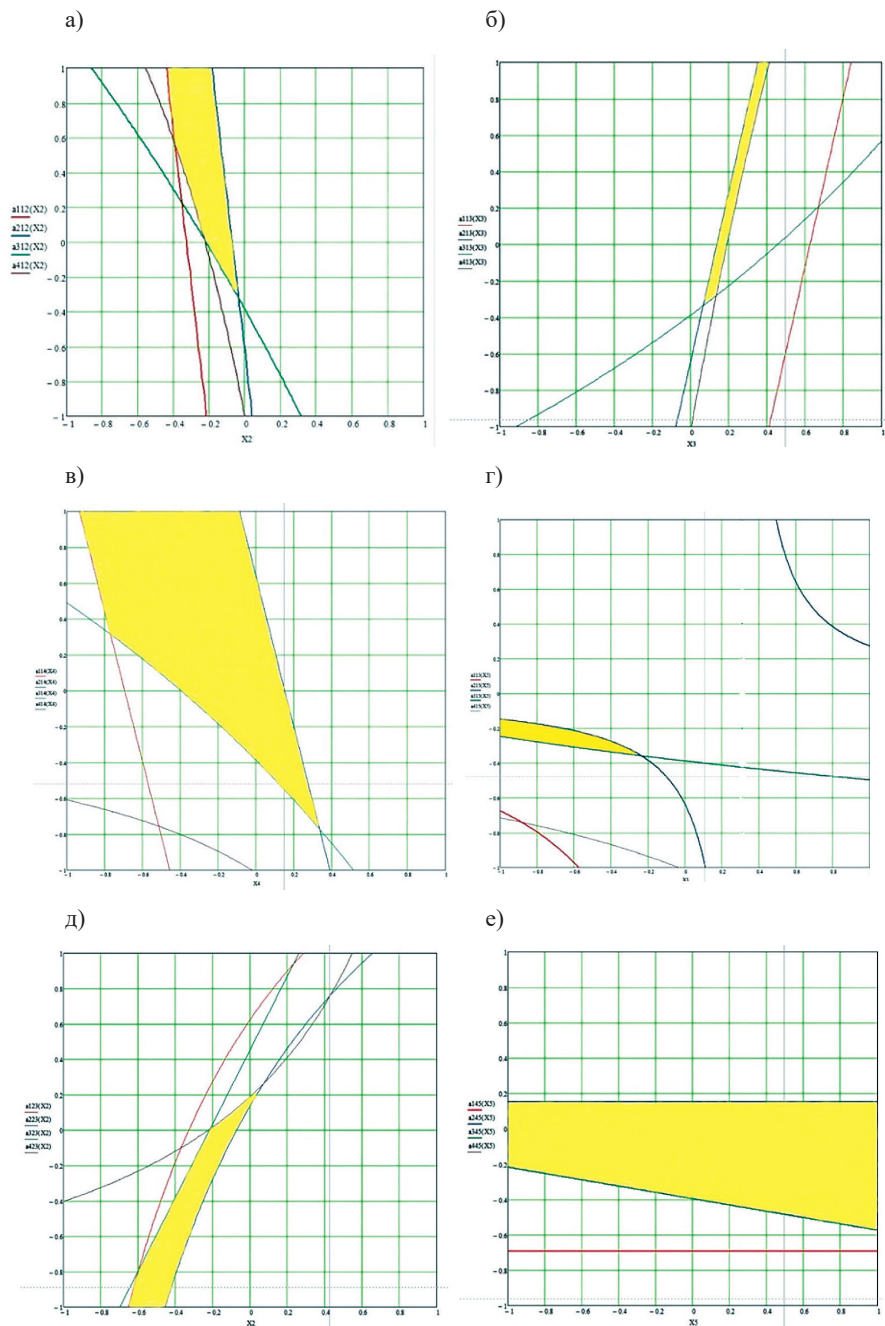


Рис. 2. Сечения области работоспособности усилителя-электродвигателя в пространстве параметров: а — X_1 и X_2 ; б — X_1 и X_3 ; в — X_1 и X_4 ; г — X_1 и X_5 ; д — X_2 и X_3 ; е — X_4 и X_5

Анализ показывает, что все сечения ОР не являются пустыми множествами, они различаются конфигурацией и площадью относительно допусковой области P , ограниченной предельными относительными значениями факторов: +1 и -1.

Рассмотрим первый частный случай, который иллюстрирует аналитическое описание сечения ОР в пространстве параметров X_1 и X_2 . На основании имеющихся полиномиальных уравнений, используя свойства R -функций, получим уравнение области $G_{12}(\mathbf{X})$, которое аналитически будет описывать это сечение. При этом

$$\begin{aligned}
 M_{12} &= \varphi_1 \wedge \varphi_2 \wedge \varphi_3 \wedge \varphi_4, \quad P_{12} = \varphi_5 \wedge \varphi_6 \wedge \varphi_7 \wedge \varphi_8; \\
 G_{12} &= M_{12} \wedge P_{12} = \varphi_1 \wedge \varphi_2 \wedge \varphi_3 \wedge \varphi_4 \wedge \varphi_5 \wedge \varphi_6 \wedge \varphi_7 \wedge \varphi_8; \\
 \varphi_1 &= a1_{12} = F_1(X_1, X_2) - Y_{\min} = (9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2) - 8; \\
 \varphi_2 &= a2_{12} = Y_{\max} - F_1(X_1, X_2) = 9 - (9,28 + 0,44X_1 + 3,9X_2); \\
 \varphi_3 &= a3_{12} = Y_2 - F_2(X_1, X_2) = 68 - (64 - 10,32X_1 - 18,35X_2 + 1,69X_1X_2); \\
 \varphi_4 &= a4_{12} = Y_3 - F_3(X_1, X_2) = 1,65 - (1,58 - 0,069X_1 - 0,314X_2 + 0,064X_1X_2); \\
 \varphi_5 &= X_1 + 1; \\
 \varphi_6 &= 1 - X_1; \\
 \varphi_7 &= X_2 + 1; \\
 \varphi_8 &= 1 - X_2. \\
 M_{12}(\mathbf{X}) &= 0,5(\varphi_{12} + \varphi_{34} - |\varphi_{12} - \varphi_{34}|); \quad P_{12}(\mathbf{X}) = 0,5(\varphi_{56} + \varphi_{78} - |\varphi_{56} - \varphi_{78}|); \\
 G_{12}(\mathbf{X}) &= 0,5(M_{12}(\mathbf{X}) + P_{12}(\mathbf{X}) - |M_{12}(\mathbf{X}) - P_{12}(\mathbf{X})|); \\
 \varphi_{12} &= 0,5(\varphi_1 + \varphi_2 - |\varphi_1 - \varphi_2|) = 0,5(1 - |1 + 0,88X_1 + 7,8X_2|); \\
 \varphi_{34} &= 0,5(\varphi_3 + \varphi_4 - |\varphi_3 - \varphi_4|) = 0,5(5,65 + 10,399X_1 + \\
 &\quad + 18,664X_2 - 1,754X_1X_2 - |3,93 + 10,251X_1 + 18,036X_2 - 1,626X_1X_2|);
 \end{aligned} \tag{5}$$

Аналитическое описание области P_{12} будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}
 \varphi_{56} &= 0,5(\varphi_5 + \varphi_6 - |\varphi_5 - \varphi_6|) = 1 - |X_1|; \\
 \varphi_{78} &= 0,5(\varphi_7 + \varphi_8 - |\varphi_7 - \varphi_8|) = 1 - |X_2|; \\
 P_{12}(\mathbf{X}) &= 0,5(2 - |X_1| - |X_2| - ||X_2| - |X_1||).
 \end{aligned}$$

Искомое аналитическое описание сечения ОР в пространстве параметров X_1 и X_2 определяется выражением (5). При этом нет необходимости подробно раскрывать выражения, аналитически описывающие допусковую область M_{12} и область G_{12} , поскольку они определяются рекуррентно на основе приведенных функций-ограничений $\varphi_1 - \varphi_8$.

Полученное аналитическое описание области G_{12} позволяет решать важнейшие задачи параметрического управления состоянием рассматриваемой СЭМС. Предположим, что решается задача распознавания состояния СЭМС на стадии эксплуатации. Пусть значения диагностических параметров X_1 и X_2 , полученные на основе использования методов идентификации в относительных единицах, имеют значения: $X_1 = 0,4$ и $X_2 = -0,2$. Подставим эти значения в уравнение (5), описывающее сечение ОР (рис. 2, а) в пространстве рассматриваемых параметров. В результате расчетов получим:

$$\varphi_{12} = 0,396; \quad \varphi_{34} = 0,832; \quad M_{12}(\mathbf{X}) = 0,396; \quad P_{12}(\mathbf{X}) = 0,6; \quad G_{12}(\mathbf{X}) = 0,391.$$

Поскольку полученный результат $G_{12}(\mathbf{X}) = 0,391$ оказался положительным, можно сделать вывод, что СЭМС находится в работоспособном состоянии. В этом легко убедиться, обратившись к рис. 2, а, где заданные координаты $X_1 = 0,4$ и $X_2 = -0,2$ определяют точку, которая находится внутри рассматриваемого сечения ОР.

Заключение (Conclusion)

Проведенные исследования доказывают возможность и целесообразность использования методов планирования эксперимента для аналитического описания ОР, предполагающего независимую

аппроксимацию гиперповерхностей, составляющих ОР, полиномиальными функциями и их дальнейшего объединения в одно уравнение на основе использования свойств R -функций. Доказано, что полиномы, полученные в результате экспериментальных исследований, обладают свойствами R -функций, позволяя решать задачу аналитического описания ОР для больших размерностей пространства первичных параметров СЭМС. При этом экспериментальные исследования могут быть проведены непосредственно на действующих установках судна. Для этого разработано специальное устройство, позволяющее изменять первичные параметры СЭМС без нарушения монтажа [6, с. 270].

Информация о границе ОР в виде ее аналитического описания позволяет успешно решать важнейшие задачи управления состоянием различных по своей структуре и функциональному назначению СЭТС на стадиях их проектирования и эксплуатации. Полученный результат особенно важен для СЭМС, работающих в сложных, изменяющихся условиях эксплуатации, например, для систем судов ледового класса, для которых важнейшим показателем качества является запас работоспособности. Анализ рассмотренного примера показывает, что ОР даже для простейшей электромеханической системы может иметь достаточно сложную конфигурацию. Вместе с тем предложенный подход аналитического описания ОР на основе применения методов планирования эксперимента решает поставленную задачу для общего случая при любой конфигурации ОР.

Направлением дальнейших исследований может являться получение точной оценки методической погрешности аппроксимации ОР полиномиальными функциями в случае применения полиномов первого и второго порядка и различных планов, используемых для их получения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Саушев А. В. Параметрический синтез электротехнических устройств и систем / А. В. Саушев. — СПб.: ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2013. — 315 с.
2. Саушев А. В. Оперативная идентификация технического состояния судовой электростанции для решения задач предупредительного управления / А. В. Саушев, Н. В. Широков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 2. — С. 306–318. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-2-306-318.
3. Назаров Д. А. Использование областей работоспособности в программных средствах прогнозирования технического состояния систем ответственного назначения / Д. А. Назаров // Труды международного симпозиума «Надежность и качество». — 2023. — Т. 1. — С. 228–231.
4. Таран В. Н. Работоспособность системы управления электротехнического комплекса / В. Н. Таран, А. В. Шандыбин // Транспорт: наука, образование, производство. Сборник научных трудов международной научно-практической конференции. Ростов-на-Дону. — Ростов н/Д: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2023. — Т. 1. — С. 208–212.
5. Саушев А. В. Математическое описание областей работоспособности электромеханических систем / А. В. Саушев // Мехатроника, автоматизация, управление. — 2013. — № 6. — С. 7–13.
6. Саушев А. В. Области работоспособности электротехнических систем / А. В. Саушев. — СПб.: Политехника, 2013. — 414 с.
7. Болелов Э. А. Методика определения области работоспособности пилотажно-навигационного комплекса на множестве инвариантных контрольных соотношений / Э. А. Болелов, С. В. Шалупин, Н. Ю. Воскресенский [и др.] // Авиакосмическое приборостроение. — 2022. — № 11. — С. 12–18. DOI: 10.25791/aviakosmos.11.2022.1306.
8. Абрамов О. В. Облачные технологии для решения задач построения и анализа областей работоспособности / О. В. Абрамов, Д. А. Назаров // Информатика и системы управления. — 2021. — № 4 (70). — С. 53–66. DOI: 10.22250/isu.2021.70.53-66.
9. Куликов В. Е. Определение области работоспособного состояния электромеханического привода в пространстве параметров линеаризованной модели / В. Е. Куликов, Д. Б. Юрченко // Навигация и управление летательными аппаратами. — 2019. — № 2 (25). — С. 33–49.
10. Назаров Д. А. Использование нейронных сетей для аппроксимации областей работоспособности электротехнических систем / Д. А. Назаров // Информатика и системы управления. — 2023. — Т. 4. — № 78. — С. 55–64. DOI: 10.22250/18142400_2023_78_4_55.

11. Катueva Я. В. Геометрический анализ области работоспособности на основе метода Монте-Карло / Я. В. Катueva, М. Ф. Аноп // Информатика и системы управления. — 2011. — № 2 (28). — С. 30–40.
12. Миронов А. Н. Исследование вопросов моделирования границ области работоспособности элементов бортовой аппаратуры космических аппаратов на стадиях создания и эксплуатации / А. Н. Миронов, Е. А. Миронов, О. Л. Шестопалова, С. А. Платонов // Фундаментальные исследования. — 2015. — № 2–13. — С. 2815–2818.

REFERENCES

1. Saushev, A. V. *Parametricheskii sintez elektrotekhnicheskikh ustroystv i sistem*. SPb.: GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2013.
2. Saushev, Alexander V., and Nikolaj V. Shirokov. “Operational identification of the ship’s power plant technical condition for solving problems of preventive management.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 14.2 (2022): 306–318. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-2-306-318.
3. Nazarov, D. A. “Use of acceptability regions in software for critical systems technical condition forecasting.” *Proceedings of the International Symposium Reliability and Quality* 1 (2023): 228–231.
4. Taran, V. N., and A. V. Shandybin. “Operating capability of the control system of the electrical complex.” *Transport: nauka, obrazovanie, proizvodstvo. Sbornik nauchnykh trudov mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii. Rostov-na-Donu*. Vol. 1. Rostov-na-Donu: Rostovskii gosudarstvennyi universitet putei soobshcheniya, 2023. 208–212.
5. Saushev, A. V. “The mathematical description of areas of working capacity of electromechanical systems.” *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie* 6 (2013): 7–13.
6. Saushev, A. V. *Oblasti rabotosposobnosti elektrotekhnicheskikh sistem*. SPb.: Politehnika, 2013.
7. Bolelov, E. A., S. V. Shalupin, N. Yu. Voskresensky, A. A. Eshchenko, and I. B. Guberman. “Methodology for determining the range of operability of the flight and navigation complex on a set of invariant control ratios.” *Aerospace Instrument-Making* 11 (2022): 12–18. DOI: 10.25791/aviakosmos.11.2022.1306.
8. Abramov, O. V., and D. A. Nazarov. “Application of cloud computing technology for solving the problem of acceptability regions construction and analysis.” *Information Science and Control Systems* 4(70) (2021): 53–66. DOI: 10.22250/isu.2021.70.53–66.
9. Kulikov, V. E., and D. B. Yurchenko. “Determination of operational state range of the electromechanical actuator in linearized model parameters space.” *Navigatsiya i upravlenie letatel’nymi apparatami* 2(25) (2019): 33–49.
10. Nazarov, D. A. “The use of neural networks to approximate the areas of operability of electrical systems.” *Information Science and Control Systems* 4.78 (2023): 55–64. DOI: 10.22250/18142400_2023_78_4_55.
11. Katueva Y. V., and M. F. Anop. “Geometric analysis of performance region based on the Monte-Carlo method.” *Information Science and Control Systems* 2(28) (2011): 30–40.
12. Mironov, A. N., E. A. Mironov, O. L. Shestopalova, and S. A. Platonov. “Research of questions modeling of border areas functioning elements of onboard equipment spacecraft at the stage of creation and operation.” *Fundamental research* 2–13 (2015): 2815–2818.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Саушев Александр Васильевич —
доктор технических наук, профессор
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 AUTHOR

Saushev, Alexander 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: saushev@bk.ru, SaushevAV@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 12 июля 2024 г.
Received: July 12, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-591-603

ECONOMICAL MANAGEMENT OF DIESEL GENERATOR SETS BY MEANS OF MATLAB DIGITAL TECHNOLOGIES

S. O. Baryshnikov, V. V. Sakharov, A. A. Chertkov

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

A numerical algorithm for optimizing the technological processes of diesel generator sets operating on various grades of fuel, implemented by means of CVX-technologies, is considered. Traditional algorithms have generally proven to be positive, but can be problematic for optimization due to the large number of variables and the nonlinearity of the model. In addition, due to the huge computational load, they can “stall” or become damaged when used to search for non-standard designs, such as asymmetric D-optimal and large-dimensional spatial structures. It is noted that an alternative to them is calculations in the CVX format, which are widespread and available for solving convex optimization problems. However, their application for the control of technological processes of energy saving in autonomous electric power complexes in transport is still limited. Based on the tools of the CVX package in MATLAB, using their usefulness and flexibility in comparison with traditional optimization methods, this paper proposes technical solutions aimed at developing energy-saving technologies for energy complexes of autonomous systems in the context of digital transformation. The application of energy saving management methods is presented in this study on the example of fuel consumption management by a group of diesel generators with different consumption characteristics of primary engines, for which optimal modes have been obtained at various options of active power consumption by the network. An example of calculating optimal modes in parallel operation of five DGA with CVX program codes is given, confirming the correctness of the proposed solutions. It is shown that the use of CVX programs in MATLAB demonstrates their usefulness and flexibility in comparison with traditional algorithms in the statistics of searching for various types of optimal approximate constructions by convex criterion for nonlinear models.

Keywords: energy network, flow characteristics, economy mode, polynomial approximation, CVX technologies, Euclidean norm, structure of calculations.

For citation:

Baryshnikov, Sergey O., Vladimir V. Sakharov, and Alexander A. Chertkov. “Economical management of diesel generator sets by means of MATLAB digital technologies.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 591–603. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-591-603.

УДК 621.398.04

ЭКОНОМИЧНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫМИ АГРЕГАТАМИ С ПОМОЩЬЮ СРЕДСТВ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ МАТЛАВ

С. О. Барышников, В. В. Сахаров, А. А. Чертков

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

Рассмотрен численный алгоритм оптимизации технологических процессов дизель-генераторных агрегатов, работающих на различных сортах топлива, реализованный средствами CVX-технологий. Традиционные алгоритмы в целом положительно зарекомендовали себя, но могут быть проблематичными для оптимизации из-за большого количества переменных и нелинейности модели. Кроме того, из-за огромной вычислительной нагрузки, они могут «застопориться» или повредиться при использовании в процессе поиска нестандартных конструкций, таких как асимметричные D-оптимальные и пространственные конструкции большой размерности. Отмечается, что альтернативой им служат вычисления в CVX-формате, которые широко распространены и доступны для решения задач выпуклой оптимизации. Однако их применение для управления технологическими процессами энергосбережения в автономных электроэнергетических

комплексах на транспорте пока ограничено. На базе инструментов пакета CVX в MATLAB, используя их полезность и гибкость по сравнению с традиционными способами оптимизации, в данной работе предложены технические решения, направленные на развитие энергосберегающих технологий энергетических комплексов автономных систем в условиях цифровой трансформации. Применение способов оптимизации энергосбережения представлено в данном исследовании на примере управления расходом топлива группой дизель-генераторных агрегатов с различными расходными характеристиками первичных двигателей, для которых получены четыре варианта оптимальных режимов потребляемой сетью активной мощности. Приведен пример расчета оптимальных режимов при параллельной работе пяти дизель-генераторных агрегатов с программными кодами CVX, подтверждающий корректность предложенных решений. Показано, что использование программ CVX в MATLAB демонстрирует их полезность и гибкость по сравнению с традиционными алгоритмами в статистике поиска различных типов оптимальных приближенных конструкций по выпуклому критерию для нелинейных моделей.

Ключевые слова: энергетическая сеть, расходные характеристики, экономичный режим, аппроксимация полиномом, CVX-технологии, евклидова норма, структура вычислений.

Для цитирования:

Барышников С. О. Экономичное управление дизель-генераторными агрегатами с помощью средств цифровых технологий MATLAB / С. О. Барышников, В. В. Сахаров, А. А. Чертков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 591–603. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-591-603.

Введение (Introduction)

Применение современных цифровых технологий в управлении энергосбережением на водном транспорте определяет необходимость использования способов выпуклой оптимизации и инструментов CVX для выполнения вычислений на качественно новом уровне. Выпуклая оптимизация является особым видом моделей математической оптимизации, к которому относятся задачи наименьших квадратов и линейного программирования. Методы и средства выпуклой оптимизации находят все большее практическое применение в таких наукоемких областях знаний, как автоматизация и интеллектуальное управление, оценка и обработка сигналов, связь и сети, проектирование электронных схем, анализ и моделирование данных, статистика и финансы. Применение методов выпуклой оптимизации для решения систем линейных матричных неравенств (LMI) определяет в настоящее время область разработки прорывных технологий в структурах синтеза регуляторов выхода и состояния асимптотически устойчивых динамических систем [1]. Выпуклая оптимизация также нашла применение в комбинаторной оптимизации, где она используется для нахождения ограничений, вызванных условиями эксплуатации динамических систем и внешними возмущениями.

Алгоритмический подход является практическим способом поиска оптимальных решений. Существует множество типов алгоритмов для вычисления оптимальных конструкций, на основе различных предположений. В частности, многие алгоритмы являются детерминированными, для которых повторные запуски моделей с одними и теми же входными данными приводят к одному и тому же конечному результату. Среди детерминированных алгоритмов и математических методов оптимизации особая роль отводится линейному и квадратичному программированию, относящемуся к классу задач, решаемых программными средствами CVX, что позволяет на качественно новом уровне численно оценивать проектные результаты. Решение в CVX обеспечивается группой солверов (решателей), предназначенных для минимизации конструкций, представляющих собой класс линейных матричных неравенств с оценкой результатов по различным нормам (Евклидовой, Фробениуса, квадратичным функционалам и др.). Задачи выпуклой оптимизации должны быть записаны в определенных формах, прежде чем они могут быть решены CVX.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Важной проблемой энергосбережения при групповом управлении дизель-генераторными агрегатами (ДГА) является выбор числа агрегатов, работающих на различных сортах топлива, а также необходимость получения моделей расходных характеристик при изменении сортов

топлива. По полученным результатам измерений необходимо рассчитать коэффициенты полиномов модели с минимальной погрешностью, что обеспечивается применением CVX-технологий. Предлагаемый способ расчета экономичных режимов генераторных агрегатов при параллельной работе, базирующийся на применении технологий CVX-приложений, позволяет существенно расширить класс решаемых задач и обеспечить гибкость выполнения многочисленных ограничений в процессе диспетчеризации энергосистем [2], [3].

Расчет экономичных режимов при параллельной работе ДГА целесообразно выполнять в определенной последовательности. Сначала необходимо получить параметры моделей расходных характеристик, для чего предложена программа и выполнены вычисления по технологиям CVX, затем, исходя из необходимости перевода отдельных ДГА на новые сорта топлива, на основе результатов измерений, следует внести коррекцию в исходные данные для обработки цифровых массивов. Для ДГА с идентичными расходными характеристиками рекомендуется оценивать чувствительность настройки параметров к внешним возмущениям, что позволит повысить качество управления. Оценка экономичных режимов работы распределенных ДГА приводится к классу задач выпуклого программирования, что дает возможность использовать инструменты CVX для получения численных решений при изменении сортов топлива [4].

Рассмотрим примеры, связанные с применением метода наименьших квадратов для определения аналитических зависимостей расходных характеристик ДГА, параметры которых оценим на основе экспериментальных данных.

В общем виде функциональные зависимости расхода топлива i -м объектом (ДГА) аппроксимируются полиномами вида [5]:

$$F_i(P_i) = a_{i1}P_i^n + a_{i2}P_i^{n-1} + a_{i(n-1)}P_i + a_{ik}, \quad (1)$$

где a_{ik} — постоянные коэффициенты, подлежащие оценке;

P_i — мощность i -го дизель-генераторного агрегата;

$k = 1, 2, \dots, n$ — порядковый номер степени полинома.

Заметим, что полином (1) является линейным относительно коэффициентов, поэтому для их оценки применим метод наименьших квадратов (МНК). С этой целью будем использовать пакет CVX, представляющий собой набор инструментов для решения задач выпуклой оптимизации, который идеально подходит для цифровой обработки алгоритмов, составленных в терминах наименьших квадратов (линейной регрессии) [6]. Методом наименьших квадратов оценивают вектор состояния $x \in R^n$, который минимизирует норму $\|Ax - b\|_2$, где матрица размера $A \in R^{m \times n}$ является прямоугольной, а ее ранг при $m \geq n$ $\text{rank}(A) = n$.

Сформируем данные и приведем решение задачи оценки коэффициентов полиномов расходных характеристик ДГА в эксперименте с применением структуры CVX по следующей схеме:

```
cvx _begin
variable x(n)
minimize(norm(A*x-b,i))
subject to
cvx _end
```

Здесь CVX_begin создает условия для ввода расчетных данных в структуру CVX, состоящих из объявленных в ней переменных, ограничений, целевой функции и данных, составляющих специфику конкретной задачи после автоматической проверки средствами пакета ее принадлежности к задачам выпуклого программирования. В строке *variable x(n)* переменная x объявляется оптимизирующей с указанием размерности n . По умолчанию, все искомые переменные в CVX должны быть объявлены до начала использования в целевой функции или системе ограничений.

Операция минимизации `minimize (norm(A*x - b, i))`, согласно синтаксису MATLAB, задается нормой `norm(A*x - b, i)`, которая является целевой функцией, где $i = 1$ выбирается для решения задач линейного программирования ($i = 2$ — квадратичного, $i = \text{Inf}$ — оценки решения

по норме П. Л. Чебышева и др.). Далее следуют ограничения, при соблюдении которых процесс оптимизируется. Вычисления завершаются строкой `svx_end`, после чего оптимальные оценки выводятся в форме сегмента кода, пригодного для дальнейшего применения в других операторах среды MATLAB. В простой задаче по методу наименьших квадратов существует не так много вариантов для ошибки, но если, например, сформулировать ее в терминах функции MATLAB `maximize(norm(A*x-b))`, то в этом случае среда CVX выдаст ошибку с требованием соблюдения операции вогнутости целевой функции. Экспериментальные данные в единицах расхода условного топлива (у. т.), необходимые для оценки коэффициентов полиномов расходных характеристик, приведены в следующей таблице:

P_1 , кВт	20	25	30	35	40	45	50
F_1 , у. т.	92,00	108,75	127,00	146,75	168,00	190,75	215,00
P_2 , кВт	35	40	45	50	55	60	65
F_2 , у. т.	99,125	112,00	125,625	140,00	155,125	171,00	187,6250
P_3 , кВт	65	70	75	80	85	90	95
F_3 , у. т.	174,0	185,5	197,5	210,0	223,0	236,5	250,5
P_4 , кВт	45	50	55	60	65	70	75
F_4 , у. т.	117,8	130,0	142,8	156,2	170,2	184,8	200,0
P_5 , кВт	35	40	45	35	40	45	50
F_5 , у. т.	96.975	106.600	116.775	127.500	138.775	150,600	162.975

Будем полагать, что приведенные табличные данные хорошо аппроксимируются полиномами второго порядка [7], [8]:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= a_{11}P_1^2 + a_{12}P_1 + a_{13}; \\
 F_2 &= a_{21}P_2^2 + a_{22}P_2 + a_{23}; \\
 F_3 &= a_{31}P_3^2 + a_{32}P_3 + a_{33}; \\
 F_4 &= a_{41}P_4^2 + a_{42}P_4 + a_{43}; \\
 F_5 &= a_{51}P_5^2 + a_{52}P_5 + a_{53},
 \end{aligned} \tag{2}$$

содержащими по три неизвестных коэффициента, численные значения которых необходимо оценить. Следовательно, вектор оцениваемых коэффициентов будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= [a_{11} \ a_{12} \ a_{13}]; \\
 x_2 &= [a_{21} \ a_{22} \ a_{23}]; \\
 x_3 &= [a_{31} \ a_{32} \ a_{33}]; \\
 x_4 &= [a_{41} \ a_{42} \ a_{43}]; \\
 x_5 &= [a_{51} \ a_{52} \ a_{53}].
 \end{aligned} \tag{3}$$

Оценку коэффициентов полиномов расходных характеристик с применением метода наименьших квадратов [9], реализуемого с помощью CVX, будем выполнять последовательно для каждого из пяти дизель-генераторных агрегатов, начиная с первого. С этой целью, на основе данных эксперимента (см. таблицу), сформируем, согласно синтаксису MATLAB, векторы P_i и F_i :

% ДГА-1

```
>> P1=linspace(20,50,7)';
```

```
>> F1=[92.00 108.75 127.00 146.75 168.00 190.75 215.00]';
```

где оператор `linspace(X1, X2, N)` генерирует вектор-строки из $N = 7$ равноудаленных точек между $X1 = 20$ и $X2 = 50$.

На основе построенных векторов P_1 и F_1 выполним подготовку данных для применения МНК, выразив матрицы A и b , согласно синтаксису MATLAB, соответствующими векторами:

% Подготовка данных:

```
>> b=F1;
```

```
>> A=[P1.^2 P1 ones(7,1)];
```

Далее введем норму $\text{norm}(A - b*x, 2)$. Для решения используем CVX-модель согласно структуре текстового алгоритма:

```
>> cvx_begin
```

```
>> variable x(3,1)
```

```
>> minimize(norm(A*x-b,2))
```

```
>> cvx_end
```

Результатом выполнения данного алгоритма являются численные значения коэффициентов расходной характеристики для первого дизель-генераторного агрегата:

$$x_1 = [0.0300 \quad 2.0000 \quad 40.0000],$$

где $a_{11} = 0.0300$; $a_{12} = 2.0000$; $a_{13} = 40.0000$.

Аналогично применим рассмотренную процедуру для оценки коэффициентов расходных характеристик остальных ДГА. В итоге получим следующие результаты:

$$x1 = [0.0300 \quad 2.0000 \quad 40.0000];$$

$$x2 = [0.0150 \quad 1.4500 \quad 30.0000];$$

$$x3 = [0.0100 \quad 0.9500 \quad 70.0000];$$

$$x4 = [0.0120 \quad 1.3000 \quad 35.0000];$$

$$x5 = [0.0110 \quad 1.1000 \quad 45.0000].$$

Для проверки правильности решения рассмотренной задачи по оценке параметров расходных характеристик достаточно по известным из эксперимента значениям векторов $P_1, P_2, \dots, P_5$ мощностей ДГА и найденным значениям векторов $x_1, x_2, \dots, x_5$ искомым коэффициентам расходных характеристик вида (1) получить численные значения векторов $F_1, F_2, \dots, F_5$, соответствующие исходным значениям расхода топлива (см. таблицу). Этой цели служит следующий код проверки:

```
>> F=[A1*x1' A2*x2' A3*x3' A4*x4' A5*x5'];
```

где $A_1, A_2, \dots, A_5$ — матрицы в кодах среды MATLAB, представленные следующими выражениями:

$$A1=[P1.^2 \quad P1 \quad \text{ones}(7,1)];$$

$$A2=[P2.^2 \quad P2 \quad \text{ones}(7,1)];$$

$$A3=[P3.^2 \quad P3 \quad \text{ones}(7,1)];$$

$$A4=[P4.^2 \quad P4 \quad \text{ones}(7,1)];$$

$$A5=[P5.^2 \quad P5 \quad \text{ones}(7,1)].$$

Результатом проверки являются численные значения матрицы:

F =

92.0000	99.1250	174.0000	117.8000	71.4000
108.7500	112.0000	185.5000	130.0000	79.3750
127.0000	125.6250	197.5000	142.8000	87.9000
146.7500	140.0000	210.0000	156.2000	96.9750
168.0000	155.1250	223.0000	170.2000	106.6000
190.7500	171.0000	236.5000	184.8000	116.7750
215.0000	187.6250	250.5000	200.0000	127.5000

столбцы которой соответствуют данным эксперимента (см. строки $F_1, F_2, \dots, F_5$ в таблице). Следовательно, задача оценки искомым коэффициентов решена корректно.

Таким образом, расходные характеристики рассматриваемых ДГА будут представлены в виде следующих аналитических зависимостей:

$$\begin{aligned} F_1 &= 0,030P_1^2 + 2,00P_1 + 40; \\ F_2 &= 0,015P_2^2 + 1,45P_2 + 30; \\ F_3 &= 0,010P_3^2 + 0,95P_3 + 70; \\ F_4 &= 0,012P_4^2 + 1,30P_4 + 35; \\ F_5 &= 0,011P_5^2 + 1,10P_5 + 45. \end{aligned} \quad (4)$$

Необходимо отметить, что пока CVX считывает спецификацию задачи, выполняется анализ вводимых кодов, и при обнаружении нарушений правил выпуклого программирования (например, недопустимом использовании правила композиции или его недопустимом ограничении) генерируется сообщение об ошибке [10], [11]. Когда проверка в MATLAB достигает команды `cvx_end`, завершается преобразование спецификации CVX в каноническую форму и вызывается базовый решатель ядра для ее цифровой обработки.

Предполагается, что структура модели расходных характеристик не изменяется, представляя собой полиномы второго порядка при качественной подгонке коэффициентов к эксперименту. Это позволяет предложить для расчетов экономических режимов нелинейную модель, состоящую из аддитивных составляющих расходных характеристик ДГА. Тогда решение состоит в минимизации критерия качества [12]:

$$F = \sum_{i=1}^n f_i(P_i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (5)$$

где n — число работающих ДГА;

P_i — мощность i -го генератора электроэнергии.

Чтобы обеспечить потребности электроэнергии сети, необходимо ввести в модель следующее ограничение-равенство, согласно которому суммарная мощность ДГА должна быть равна мощности $P(t)$ сети:

$$P(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где n — число параллельно работающих ДГА.

Используя уравнение (5), получим

$$J(k, t) = \min \sum_{i=1}^k f_i(P_i(t)), \quad k = 1, 2, \dots, n$$

путем вариации мощности ДГА:

$$0 \leq P_1(t) \leq P_{1\max};$$

$$0 \leq P_2(t) \leq P_{2\max};$$

...

$$0 \leq P_i(t) \leq P_{i\max}.$$

где $P_{i\max}$ — максимально допустимая мощность i -го агрегата.

Минимизация критерия (8) с соблюдением ограничения-равенства (6) является операцией, где число работающих ДГА может задаваться пользователем (вахтенным) в различных сочетаниях, число которых для пяти ДГА равно 32. Выполнение таких расчетов обеспечивается в цикле `cvx_begin – cvx_end` путем введения требуемой комбинации ограничений [13], [14].

Для задач экономичного управления группой дизель-генераторных агрегатов, использующих разные сорта топлива и их смеси, необходимо проводить эксперименты для определения параметров моделей их расходных характеристик, получая на их основе численные значения оценок экономичного режима каждого агрегата в составе группы ДГА. Для решения таких задач, которые можно отнести к классу задач выпуклого программирования, предлагается использовать инструмент CVX с применением методов численной оптимизации, хорошо адаптированный к решению задач оптимального распределения ресурсов.

Отличительной особенностью этого инструментария является простота структуры вычислительных алгоритмов и их устойчивость. На практике используют различные алгоритмы CVX-технологий, однако в данном случае для экономичного управления ДГА будем использовать структуру `cvx_begin – cvx_end`, с помощью которой достигаются минимальные затраты на топливо и высокая энергетическая эффективность ДГА.

Определим последовательность операций для реализации данного способа.

1. Выполняется мониторинг группы ДГА, для которых необходим переход на новый сорт топлива; расход топлива представляют в условных единицах; корректируют систему ограничений, отвечающих эксплуатационным требованиям [5].

2. В структуру `cvx_begin – cvx_end` с учетом нагрузки сети вводят состав параллельно работающих и находящихся в «резерве» ДГА.

3. С применением инструментов CVX рассчитывают экономичные режимы работы ДГА и автоматически устанавливают их параметры на агрегатах путем воздействия на регуляторы первичных двигателей.

Способ цифровой оптимизации, ориентированный на применение инструментов CVX, по содержанию алгоритма может быть отнесен к классу проблем распределения ограниченных ресурсов. Ресурсы следует распределить по процессам так, чтобы обеспечивался минимум расхода топлива, необходимого для получения единицы электроэнергии сети (4). Способ инвариантен к виду ресурсов и эффективен в тех случаях, когда многокритериальная проблема приведена к критерию одной размерности (одному виду ресурсов), например, представленному в денежных оценках.

Результаты (Results)

Основной результат состоит в получении способа экономичного управления ДГА с различными расходными характеристиками. Для демонстрации работы данного способа составим файл `sah024aa.m` и выполним расчеты с целью управления группой судовых ДГА с максимально генерируемой мощностью, равной 350 кВт. Воспользовавшись расходными характеристиками (4), рассмотрим фрагмент файла с подготовленными данными для вычислений в формате CVX:

```
% sah024aa.m Оптимизация параллельной работы пяти ДГА.
% Вектор коэффициентов полиномов расходных характеристик
a=[0.030 0.015 0.010 0.012 0.011];
f=[2 1.45 0.95 1.3 1.1];
Aeq=[1 1 1 1 1]; A=[0 0 0 0 0]; B=0;
Xmin=zeros(5,1); Xmax=[50 65 95 75 65]';
Q=diag(a);
%=====
% CVX
Beq=[0 20 40 60 80 100 120 40 160 180 205 225 250 270 290 310 336 350];
v=size(Beq); v=v(2);
xx=[]; J=[];
for i=1:v;
n=5; %r=0;
```

```
r=[40+30+70+55+45];
cvx_begin
variable x(n)
minimize(norm(Q*x-f'));
subject to
Aeq*x==Beq(i);
x>=Xmin;
x<=Xmax;
%x(1)==0;
%x(2)==0;
%x(3)==0;
%x(4)==0;
%x(5)==0;
cvx_end
xx=[xx x];
J=[J x'*Q*x+f*x+r];
end
xx;
J;
% Результаты расчета
W=[xx;sum(xx);J*1.0e-03]
plot(sum(xx),xx,sum(xx),J*1.0e-01,'*',sum(xx),J*1.0e-01,'LineWidth',2),grid
```

На основе результатов моделирования оптимальных режимов пяти ДГА (рис. 1), параллельно работающих на различных сортах топлива, получены следующие результаты (представлены выборочно):

50.0000	50.0000	50.0000	...	50.0000	50.0000	50.0000
48.0462	52.5690	56.1991	...	50.0000	50.0000	50.0000
0.0000	0.0000	3.9479	...	55.0000	81.0000	95.0000
32.3638	39.4308	45.1027	...	75.0000	75.0000	75.0000
9.5900	18.0002	24.7503	...	65.0000	65.0000	65.0000
140.0000	160.0000	180.0000	...	310.0000	336.0000	350.0000
0.5855	0.6260	0.6648	...	0.9381	0.9982	1.0361

В представленных результатах первые пять строк — численные значения мощности ДГА1–ДГА5.

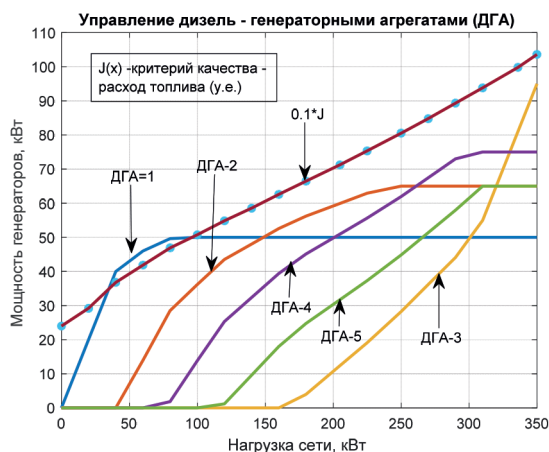


Рис. 1. Оптимальное управление режимами ДГА при параллельной работе на различных сортах топлива

В шестой строке приведены значения мощности, потребляемой сетью (равна сумме столбца пяти ДГА), в седьмой строке — значения критерия на соответствующей мощности сети. Режимы определены по столбцам. Там же построена кривая критерия качества J энергосбережения на всем диапазоне изменения мощности сети.

Основное преимущество структуры `svx_begin – svx_end` состоит в том, что могут быть оперативно рассчитаны любые другие режимы, состоящие из выбранной группы ДГА, генерирующей электроэнергию в сеть. Таких комбинаций для группы, состоящей из пяти агрегатов, будет 36. При этом, если их число — два и более, выполняются операции по минимизации расхода топлива. На рис. 2 представлены четыре варианта экономичных режимов при параллельной работе ДГА. Приведем фрагменты решений, характеризующие качество оценки.

Первый вариант состава группы работающих ДГА: ДГА-1, ДГА-3, ДГА-4.

Система ограничений:

`%x(1)==0; x(2)==0; %x(3)==0; %x(4)==0; x(5)==0;`

Фрагмент решения $W(:,8:11)$

```
ans =
50.0000    50.0000    50.0000    50.0000
         0         0         0         0
28.1147    39.9182    55.0000    80.0000
61.8853    70.0818    75.0000    75.0000
         0         0         0         0
140.0000   160.0000   180.0000   205.0000
 0.5760    0.6189    0.6625    0.7200
```

Видно, что при нагрузке сети 205 кВт мощность генераторов составляет

$$205 = \text{sum}([50 \ 0 \ 80 \ 75 \ 0]).$$

По приведенным числовым значениям легко определяются характеристики, относящиеся к различным агрегатам.

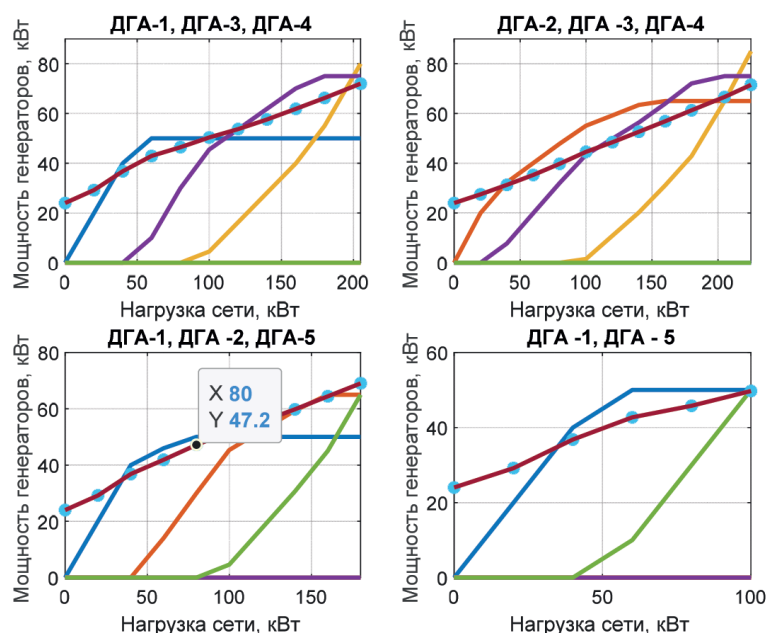


Рис. 2. Оптимальное управление ДГА при различном составе агрегатов

Второй вариант состава группы работающих ДГА: ДГА-1, ДГА-2, ДГА-5.

Система ограничений:

`%x(1)==0; % x(2)==0; x(3)==0; x(4)==0; % x(5)==0;`

Фрагмент решения W(:,7:10):

```
ans =
    50.0000    50.0000    50.0000    50.0000
    52.3712    59.3643    65.0000    65.0000
         0         0         0         0
         0         0         0         0
    17.6288    30.6357    45.0000    65.0000
   120.0000   140.0000   160.0000   180.0000
    0.5549    0.5980    0.6444    0.6906
```

Максимально допустимая нагрузка сети составляет 180 кВт. Мощность генераторов:

$$180 = \text{sum}([50 \ 65 \ 0 \ 0 \ 65]).$$

Простой способ численной оптимизации технологических процессов реализован средствами CVX.

Третий вариант состава группы работающих ДГА: ДГА-2, ДГА-3, ДГА-4.

Система ограничений

```
x(1)==0; % x(2)==0; % x(3)==0; % x(4)==0; x(5)==0;
```

Фрагмент решения W(:,9:12):

```
ans =
         0         0         0         0
    65.0000    65.0000    65.0000    65.0000
    31.0654    42.8667    65.0000    85.0000
    63.9347    72.1333    75.0000    75.0000
         0         0         0         0
   160.0000   180.0000   205.0000   225.0000
    0.5690    0.6129    0.6666    0.7156
```

Максимально допустимая нагрузка сети составляет 225 кВт. Мощность генераторов

$$225 = \text{sum}([0 \ 65 \ 85 \ 75 \ 0]).$$

Система ограничений обеспечивает надежную процедуру поиска экономичных режимов.

Четвертый вариант состава группы работающих ДГА: ДГА-1, ДГА-5.

Система ограничений:

```
% x(1)==0; x(2)==0; x(3)==0; x(4)==0; % x(5)==0;
```

Фрагмент решения W(:,3:6):

```
ans =
    40.0000    50.0000    50.0000    50.0000
         0         0         0         0
         0         0         0         0
         0         0         0         0
     0.0000    10.0000    30.0000    50.0000
     40.00    60.0000    80.0000   100.0000
    0.3680    0.4271    0.4579    0.4975
```

Максимально допустимая нагрузка сети составляет 100 кВт. Мощность генераторов с учетом ограничений:

$$100 = \text{sum}([50 \ 0 \ 0 \ 0 \ 50]).$$

Расчеты показывают, что с изменением генерируемой в сеть мощности наклоны расходных характеристик изменяются вследствие выхода на максимально допустимые режимы ДГА, которые

работают на дешевых сортах топлива (см. рис. 1). При мощности $P \geq 248$ кВт мощность ДГА-5 ограничивается до 65 кВт. В режиме $P \geq 275$ кВт на максимально допустимый режим нагрузки 95 кВт выходит ДГА-3. Если $P \geq 329$ кВт, то максимально нагруженными оказываются одновременно четыре ДГА. Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, показал, что сеть допустимо нагружать до 270 кВт. Средства CVX обеспечивают надежную защиту агрегатов от перегрузок во всем диапазоне нагрузок сети за счет работы в цикле структуры `cvx_begin – cvx_end`.

Обсуждение (Discussion)

В работе предложен способ экономичного управления ДГА с использованием CVX-технологий для решения задач выпуклой оптимизации и параметрической идентификации моделей расходных характеристик. Применение новых способов и средств цифровой обработки сигналов на базе структур CVX, ориентированных на решение задач выпуклого программирования, является необходимым условием совершенствования и развития технологий моделирования и ресурсосбережения в условиях внедрения цифры в производство.

Отмечается, что важным направлением цифровизации является возможность применения алгоритмов на основе CVX-технологий для нахождения многоступенчатых или многокритериальных оптимальных проектов.

Выводы (Summary)

На основе выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Структуры CVX применены для поиска энергоэффективных режимов многотопливных генераторов электроэнергии с различными расходными характеристиками при их параллельной работе.
2. Предложен алгоритм и программа подгонки параметров модели расходных характеристик к эксперименту, который может быть применен на судах морского и речного транспорта.
3. Определена норма минимизации в структуре CVX для поиска переменных состояния и введены ограничения, связанные с отключением объектов от системы.
4. Выполнены расчеты, подтверждающие корректность предложенных решений и их эффективность.
5. Выполнен анализ качества оптимизации потребляемой сетью мощности по критерию минимизации суммарной стоимости электроэнергии и подтверждена обоснованность предложенных решений.
6. Представленные результаты исследований ориентированы на использование ключевых преимуществ CVX-вычислительных программ для оценки экономичных режимов, разработку способа и алгоритма экономии топлива и энергии средствами современных цифровых технологий на объектах водного транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барышников С. О. Синтез оптимальных регуляторов судовых систем на основе матричных неравенств / С. О. Барышников, Н. М. Вихров, В. В. Сахаров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 6. — С. 1085–1095. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1085-1095.
2. Chatzivasileiadis S. Optimization in Modern Power Systems. DTU Course 31765. Lecture Notes / S. Chatzivasileiadis. — Technical University of Denmark (DTU), 2018. — 42 p.
3. Andersson G. Power System Analysis. Power Flow Analysis. Fault Analysis. Power System Dynamics and Stability. Lecture 227-0526-00, ITET ETH Zurich / G. Andersson. — ETH Zurich, 2012. — 185 p.
4. Zhu J. Optimization of Power System Operation / J. Zhu. — 2nd Edition. — Wiley-IEEE Press, 2015. — 664 p.

5. *Abou El Ela A. A.* Optimal power flow using differential evolution algorithm / A. A. Abou El Ela, M. A. Abido, S. R. Spea // *Electrical Engineering*. — 2009. — Vol. 91. — Pp. 69–78. DOI: 10.1007/s00202-009-0116-z.
6. *Davuluri S.* Decentralized economic dispatch for radial electric distribution systems: thesis / S. Davuluri. — Massachusetts Institute of Technology, 2019. — 90 p.
7. *Sallam A. A.* Electric Distribution Systems / A. A. Salla, O. P. Malik. — 2nd edition — Wiley-IEEE Press, 2018. — 624 p.
8. *Park C.* Comparative review and discussion on P2P electricity trading / C. Park, T. Yong // *Energy Procedia*. — 2017. — Vol. 128. — Pp. 3–9. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.003.
9. *Малафеев А. В.* Алгоритм оптимизации распределения активной мощности между электростанциями промышленного предприятия и узлами связи с энергосистемой с учетом потерь в распределительной сети / А. В. Малафеев, В. А. Игуменцев, А. В. Хламова // *Промышленная энергетика*. — 2011. — № 9. — С. 16–21.
10. *Горелов С. В.* Автоматизация расчётов режимов перетоков активной мощности в электроэнергетических системах / С. В. Горелов, С. О. Хомутов, И. А. Поляков, Ю. М. Денчик; под. ред. В. П. Горелова, В. Г. Сальникова. — Новосибирск.: Изд-во Сиб. гос. ун-та водного транспорта, 2016. — 120 с.
11. *Grant M. C.* The CVX Users' Guide. Release 2.1 / M. C. Grant, S. P. Boyd. — CVX Research, Inc., 2018. — 99 p.
12. *Chibanga T.* Applications of the Inverse LQR Problem to a Wind Energy Conversion System / T. Chibanga. — The University of Minnesota, 2016. — 58 p.
13. *Saadat H.* Solutions Manual / H. Saadat. — McGraw-Hill, Inc., 2016. — 285 p.
14. *Горелов С. В.* Энергоснабжение стационарных и мобильных объектов / С. В. Горелов, О. А. Князев [и др.]. — Москва – Берлин : Директ-Медиа, 2015. — 239 с.

REFERENCES

1. Baryshnikov, Sergey O., Nikolai M. Vikhrov, and Vladimir V. Sakharov. "Synthesis of ship systems optimal regulators based on matrix inequalities." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.6 (2023): 1085–1095. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1085-1095.
2. Chatzivasileiadis, Spyros. *Optimization in Modern Power Systems. DTU Course 31765. Lecture Notes*. Technical University of Denmark (DTU), 2018.
3. Andersson, Goran. *Power System Analysis. Power Flow Analysis. Fault Analysis. Power System Dynamics and Stability. Lecture 227-0526-00, ITET ETH Zurich*. ETH Zurich, 2012.
4. Zhu, Jizhong. *Optimization of Power System Operation*. 2nd Edition. Wiley-IEEE Press, 2015.
5. Abou El Ela, A. A., M. A. Abido, and S. R. Spea. "Optimal power flow using differential evolution algorithm." *Electrical Engineering* 91 (2009): 69–78. DOI: 10.1007/s00202-009-0116-z.
6. Davuluri, Sruthi. *Decentralized economic dispatch for radial electric distribution systems*. Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2019.
7. Sallam Abdelhay A., and Om P. Malik. *Electric Distribution Systems*. 2nd edition Wiley-IEEE Press, 2018.
8. Park, Chankook, and Taeseok Yong. "Comparative review and discussion on P2P electricity trading." *Energy Procedia* 128 (2017): 3–9. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.003.
9. Malafeev, A.V., V.A. Igumenshchev, and A.V. Khlamova. "Algoritm optimizatsii raspredeleniya aktivnoi moshchnosti mezhdru elektrostantsiyami promyshlennogo predpriyatiya i uzlamy svyazi s energosistemoy s uchetom poter' v raspredelitel'noi seti." *Promyshlennaya energetika* 9 (2011): 16–21.
10. Gorelov, S.V., S.O. Khomutov, I.A. Polyakov, and Yu.M. Denchik. *Avtomatizatsiya raschetov rezhimov peretokov aktivnoi moshchnosti v elektroenergeticheskikh sistemakh*. Edited by V.P. Gorelov, V.G. Sal'nikov. Novosibirsk.: Izd-vo Sib. gos. un-ta vodn. transp., 2016.
11. Grant, Michael C., and Stephen P. Boyd. *The CVX Users' Guide*. Release 2.1. CVX Research, Inc., 2018.
12. Chibanga, Tsungai. *Applications of the Inverse LQR Problem to a Wind Energy Conversion System*. The University of Minnesota, 2016.
13. Saadat, H. *Solutions Manual*. McGraw-Hill, Inc., 2016.
14. Gorelov, S.V., O.A. Knyazev, E.Yu. Kisilitsin, V.I. Kryukov, and S.G. Kulikov. *Energосnabzhenie statsionarnykh i mobil'nykh ob'ektov*. M-Berlin: Direkt-Media, 2015.

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: rector@gumrf.ru

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,
chertkovaa@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: rector@gumrf.ru

Sakharov, 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, Alexander 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,
chertkovaa@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 7 августа 2024 г.

Received: August 7, 2024.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-604-619

INVESTIGATION OF SOME ISSUES OF AUTOMATION OF ELEMENTS OF TERMINAL COMPLEXES FOR TRANSSHIPMENT OF LARGE-CAPACITY CONTAINERS

I. V. Zub, Yu. E. Ezhov, V. L. Shchemelev

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

The topic of the work is the study of the reasons for increasing the efficiency of the use of marine container transportation in the entire supply chain. It is noted that the increase in their efficiency is explained by the possibility of transporting various types of cargo, the speed of handling vehicles, as well as the compactness of storage and safety of cargo. The problem of increasing ship capacity on the terms of shipping companies, which currently exists and is being solved by container terminal operators, has been formulated, which allows minimizing the time of ships parking in the port for processing, which in turn can be achieved by increasing the capacity of ships. Attention is drawn to the fact that reducing costs by increasing the efficiency of lifting and transport equipment stimulates investments in automation systems for almost all terminal operations, and in particular in lifting and transport equipment systems. It is emphasized that the automation process of container terminals differs depending on the task at hand (a new project is being considered or work is being carried out to automate an existing terminal). The implementation of automation at existing terminals is a more difficult task due to the problems of compatibility with the types of activities performed and resistance to ongoing changes, which primarily involve systematic and repetitive technological processes that can be programmed. Attention is drawn to the fact that container terminals use the latest operating systems to control and optimize the movement of containers inside the warehouse area (in particular, they are used at terminals where gantry cranes on a pneumatic (RTG) and on a rail (RMG) are used), and it is also emphasized that when working with RTG technology gantry cranes on a pneumatic vehicle are equipped with sensors connected to satellite positioning systems, which are located on the terminal area and on wheeled carts and are brought to the place of cargo operation by signals from the control room, at the same time, the dock operator controls only when lowering or lifting the container. Such information systems are also used on terminals operating using RMG technology. It is noted that automation of berthing container cranes is currently under development, since the complexity of its implementation lies in the fact that during pitching the vessel has a roll and a deflector, therefore, when moving it, it is difficult to determine the exact location of the container and the alignment of the spreader horizon with the container horizon, as a result, the guidance process? It requires additional time, which leads to a decrease in work productivity.

Keywords: automation of container cranes, lifting and transport equipment, technological processes, automatic control systems, container location, additional time costs.

For citation:

Zub, Igor V., Yurii E. Ezhov, and Viktor L. Shchemelev. "Investigation of some issues of automation of elements of terminal complexes for transshipment of large-capacity containers." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 604–619. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-604-619.

УДК 656.013: 656.073.07:656.615

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ АВТОМАТИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕРМИНАЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ ПО ПЕРЕГРУЗКЕ КРУПНОТОННАЖНЫХ КОНТЕЙНЕРОВ

И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, В. Л. Щемелев

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

Темой работы является исследование причин повышения эффективности использования морских контейнерных перевозок во всей цепочке поставок. Отмечается, что рост их эффективности объясняется возможностью перевозки различных видов груза, скоростью обработки транспортных средств, а также компактностью хранения и сохранности груза. Сформулирована существующая в настоящее время решаемая операторами контейнерных терминалов проблема увеличения судозаходов на условиях судоходных компаний, позволяющая минимизировать время стоянки судов в порту под обработкой, что в свою очередь может быть достигнуто за счет увеличения пропускной способности судов. Обращается внимание на то, что снижение затрат за счет повышения эффективности работы подъемно-транспортного оборудования стимулирует инвестиции в системы автоматизации практически всех процессов терминальной деятельности, и в частности в системы подъемно-транспортного оборудования. Подчеркивается, что процесс автоматизации контейнерных терминалов различается в зависимости от поставленной задачи: рассматривается новый проект или выполняются работы по автоматизации уже действующего терминала. Внедрение автоматизации на действующих терминалах является более сложной задачей из-за проблем совместимости с выполняемыми видами деятельности и устойчивости к происходящим изменениям, которые в первую очередь затрагивают систематические и повторяющиеся технологические процессы, которые могут быть запрограммированы. Обращается внимание на то, что на контейнерных терминалах применяются новейшие операционные системы для контроля и оптимизации перемещения контейнеров внутри складской зоны (в частности, их используют на терминалах, где применяются козловые краны на пневмоходу (RTG) и на рельсовом ходу (RMG)), а также подчеркивается, что при работе по RTG-технологии козловые краны на пневмоходу оснащаются датчиками, связанными со спутниковыми системами позиционирования, которые размещены по площади терминала и на колесных телегах и подводятся к месту грузовой операции по сигналам с диспетчерского пункта, при этом докер-механизатор осуществляет управление только при опускании или подъеме контейнера. Такие информационные системы также используются на терминалах, работающих по RMG-технологии. Отмечается, что автоматизация причальных контейнерных кранов находится в настоящее время в стадии разработки, так как сложность ее реализации заключается в том, что во время качки судно имеет крен и деферент, поэтому при его перемещении затруднено определение точного местоположения контейнера и совмещение горизонта спредера с горизонтом контейнера, в итоге процесс наведения требует дополнительных затрат времени, что приводит к снижению производительности работ.

Keywords: контейнерный терминал, автоматизация контейнерных кранов, подъемно-транспортное оборудование, технологические процессы, автоматические системы управления, местоположение контейнера, дополнительные затраты времени

Для цитирования:

Зуб И. В. Исследование некоторых вопросов автоматизации элементов терминальных комплексов по перегрузки крупнотоннажных контейнеров / И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, В. Л. Щемелев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 604–619. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-604-619.

Введение (Introduction)

Морские контейнерные перевозки произвели революцию в области доставки грузов, способствуя изменению и повышению эффективности всей цепочки поставок. Будучи участниками внешнеэкономической деятельности страны морские порты в большинстве случаев не являются единым юридическим лицом, объединяя в своих административных границах несколько стивидорных компаний, конкурирующих как между собой, так и на внешнем рынке. Увеличение объема контейнерных перевозок способствовало развитию терминально-складской инфраструктуры и увеличению заходов в порт судов под обработку. Судовладельцы контейнеровозов создали специализированные терминалы для поддержки своего основного бизнеса в области морских перевозок, что позволило им контролировать затраты, операционную эффективность, рентабельность и возможность определения приоритета заходов судов в порты. Терминальные операторы стремятся повысить пропускную способность контейнерных терминалов (КТ) за счет реконструкции тыловых складов, модернизации и переоснащения подъемно-транспортного оборудования (ПТО). Конкуренция в условиях рыночной экономики побуждает их повышать качество предоставляемых ими услуг, к которым относятся скорость обработки транспортных средств (ТС) и сохранность груза. Сокращение времени обработки ТС можно достичь при помощи совершенствования технологических операций погрузочно-разгрузочных работ (ПРР), автоматизации и обеспечения

бесперебойной работы ПТО. Одним из приоритетных направлений является *совершенствование технологии ПРР КТ посредством автоматизации*. Эффективность технологии ПРР зависит от рациональной организации и эффективного управления эксплуатацией ПТО. Автоматизация должна обеспечить снижение затрат на эксплуатацию без риска снижения надежности ПТО и автоматизации технологических процессов ПРР. ПТО в настоящее время является одним из основных факторов, определяющих эффективность технологии ПРР.

Усиление конкуренции между КТ повышает требования, предъявляемые к транспортным компаниям, которые заключаются в том, чтобы минимизировать время проведения ПРР ($T_{\text{ПРР}} \rightarrow \min$). Это является особенно важным фактором для судоходных компаний, так как сокращение времени стоянки судна в порту позволяет снизить портовые сборы, строго соблюдать график заходов при работе судов на линии. Еще одним не менее важным фактором является автоматизация технологических процессов и ПТО. Автоматизация КТ вызвана постоянно растущим объемом контейнерных перевозок. Количество автоматизированных или полуавтоматизированных КТ по-прежнему остается относительно небольшим по сравнению с масштабами крупных контейнерных судоходных компаний. За последние 10 лет разработаны автоматизированные системы технологии управления ПРР, планировки и размещения контейнеров, управления ПТО и технологическим транспортом [1]. К автоматизированным контейнерным терминалам (АКТ) в работе [2] относят КТ, оснащенные автоматизированным ПТО, которые имеют обмен данными между подсистемами КТ. На таких АКТ используется автоматизированное ПТО (автоматизированные транспортные средства с управлением, различные автоматизированные краны-штабелеры или автоматизированные автопогрузчики), которые [3] выполняют следующие функции:

- перевозят контейнеры с причала на тыловой склад;
- перемещают контейнеры внутри тылового склада;
- перегружают контейнеры на / с ТС.

Автоматизация способствует повышению эффективности работы КТ, снижению себестоимости ПРР и времени обработки ТС [4]. Внедрение автоматизации на КТ требует больших капитальных вложений, но при этом существуют факторы, наличие которых оправдывает произведенные финансовые затраты: во-первых, это сокращение штатного расписания сотрудников КТ ($\text{ШРС} \rightarrow \min$), способствующее снижению фонда заработной платы ФЗП ($\text{ФЗП} \rightarrow \min$); во-вторых, снижение стоимости владения ПТО ($\text{СВ}_{\text{ПТО}} \rightarrow \min$) [5] и увеличение производительности. Распространение автоматизации на КТ обусловлено стандартизацией и периодичностью выполнения технологических операций ПРР. Технологический процесс КТ представляет собой последовательный характер поступления и убытия контейнеров на / с терминала. Так как последовательность событий принято называть *поток*ом, следовательно, в данном случае имеется в виду входной поток контейнеров. Он может быть *регулярным*, когда контейнеры поступают через равные промежутки времени, и *случайным*, когда интервалы являются случайной величиной. Несмотря на различные типы контейнеров они требуют реализации одинаковых технологических операций и в этом смысле поток является однородным. АКТ полностью раскрывает свой потенциал, когда вся цепочка прибытия / убытия контейнеров имеет определенный уровень надежности и эффективности, что делает инвестиции в автоматизацию оправданными [6].

Цель работы — на основе анализа научной литературы, в которой рассмотрены вопросы автоматизации контейнерных терминалов, выявить элементы технологических процессов погрузочно-разгрузочных работ, подлежащих оптимизации.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Внедрение автоматизированных технологических процессов связано не только с детальным проектированием терминала и технологическими процессами ПРР, но и с решением проблем безопасности сотрудников в зоне работы автоматизированного ПТО. Отсутствие сотрудников в зоне работы автоматизированного ПТО избавляет их от негативных воздействий, создаваемых работающим оборудованием (шум, вибрация, выхлопные газы и др.). Автоматизация КТ носит ком-

плексный характер, поэтому внедрение автоматизации в одном из направлений деятельности КТ не даст должного эффекта и зависит от того, рассматривается новый проект или автоматизируется действующий терминал. Внедрение автоматизации на действующих терминалах является более сложной задачей из-за проблем совместимости с выполняемыми видами деятельности и устойчивости к изменениям [5], [6]. Алгоритм автоматизации КТ приведен на рис. 1.

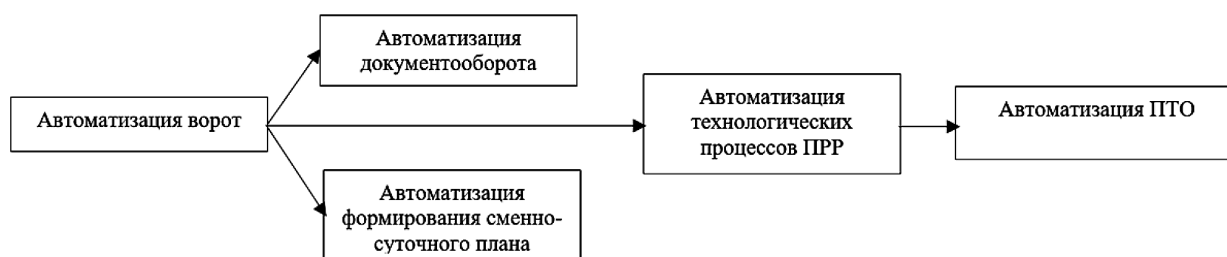


Рис. 1. Алгоритм автоматизации контейнерного терминала

Автоматизация КТ в зависимости от степени ее реализации ПТО и технологии ПРР условно разделена на четыре поколения. АКТ четвертого поколения начали эксплуатировать в 2015 г., они оснащены передовыми технологиями автоматизации и полностью автоматизированы за счет расширения концепции, применяемой к АКТ второго поколения. АКТ третьего поколения используют полуавтоматическую терминальную систему, концепция которой также основана на АКТ второго поколения, которые используют управляемые ТС для горизонтальной транспортировки контейнеров. С развитием АКТ ключевым моментом является сокращение времени ПРР, а также повышение эффективности работы и уровня технического обслуживания ПТО. С учетом фактического режима ПРР на АКТ для оптимизации планирования сменно-суточного плана (ССП) используются различные технологические решения для минимизации времени обработки ТС, интегрирующие работу кранов STS, автоматизированных транспортных тележек (AGV) и кранов, установленных на железнодорожном грузовом фронте (RMG). Движение первых AGV было ограничено стационарными дорожками на терминале. Впоследствии управление AGV выполнялось с помощью технологии GPS [7]–[10]. Результаты, приведенные в работе [6], показывают, что алгоритм с подходами к адаптивной автонастройке с помощью нечеткого управления позволяет эффективно решать проблему интегрированного планирования АКТ для повышения эффективности ПРР.

Рост контейнерных грузопотоков стимулирует распространение процесса автоматизации не только КТ, но и интермодальных транспортных систем с их дальнейшей синхронизацией с логистическими цепочками поставок. Автоматизация КТ снижает эксплуатационные расходы, требуя при этом значительных первоначальных капиталовложений в новые технологии и предполагая использование адаптированных к конкретным условиям мощностей терминалов, что позволяет сохранить конкурентоспособность в долгосрочной перспективе. В то же время эксплуатация АКТ сопряжена с большими рисками по сравнению с традиционными КТ, процесс совершенствования которых происходил на протяжении многих десятилетий. Традиционные КТ обладают определенной гибкостью и способны при необходимости менять конфигурацию расстановки контейнеров в отличие от АКТ, которые таким свойством не обладают, так как после автоматизации конфигурацию КТ трудно изменить. Принятая на АКТ технология ПРР и взаимодействие с другими подразделениями лишает терминал дифференциации, которая имеет большое значение в условиях неопределенности рынка и может выражаться в предоставлении различных терминальных услуг, в возможности принятия судов различных размеров, в сроках хранения контейнеров и др. [11]. В данном случае важны геометрические размеры терминала и его грузооборот.

Проведенные в работах [9], [10] исследования показывают, что грузооборот большинства АКТ составляет 2–3 млн TEUs. По мнению специалистов: Ana María Martín-Soberón [2], Geraldine Knatz [9], [10], Kon W.K [12], Rodrigue J-P [13], для эффективной работы системы автоматизации

не требуется больших объемов грузооборота, необходим как минимум 1 млн TEUs годового грузооборота. В работах [8] и [9] приведены данные о том, что 12 действующих АКТ обрабатывают менее 1 млн TEUs и этого достаточно для того, чтобы окупились вложенные средства, 11 % автоматизированных терминалов и 22 % полуавтоматических терминалов обслуживают от 250 000 до 1 млн TEUs.

Средний размер автоматизированных терминалов составляет 986 000 м², в то время как средний размер полуавтоматизированных терминалов — 841 000 м². Размеры терминалов различаются как для автоматизированных, так и для полуавтоматизированных терминалов, при этом площадь 24 автоматизированных терминалов составляет менее 50 000 м². Средняя длина причала в 59 из 62 терминалов составляет 1504 м, при этом существенной разницы между автоматизированными и полуавтоматизированными терминалами нет. Все терминалы имеют осадку более 14 м, при этом максимальная осадка автоматизированных КТ составляет 16 м, полуавтоматических КТ — 9 м. Длина причалов на АКТ в большинстве случаев составляет 1000–2000 м.

В работах [9], [10] отмечается, что полуавтоматические операции охватывают только часть КТ, остальная площадь КТ обслуживается обычным ПТО. В то же время не определен конкретный набор необходимых характеристик для создания автоматизированного терминала. При этом ни геометрические размеры, ни объем не определяют, может ли быть автоматизирован терминал. Физические характеристики АКТ могут варьировать в широких пределах, поскольку терминальные операторы перешли к автоматизации в различных условиях. Тем не менее можно определить оптимальные условия для автоматизации, основанные на наиболее общих характеристиках для наибольшего числа терминалов [9], [10]. Таким образом, автоматизация возможна на всех КТ независимо от грузооборота, при этом эффективно автоматизируется строящийся КТ, в проекте которого заложены современные требования [14]. Перевод функционирующего КТ на автоматизированный является довольно трудоемким процессом, поскольку терминальному оператору придется временно отказаться от части пропускной способности терминала ввиду необходимости запуска двух систем (автоматизированной и неавтоматизированной) одновременно в переходный период [13].

АКТ позволяют терминальным операторам оптимизировать свою работу, при этом эффективно используя площадь терминала. В первую очередь необходима автоматизация ворот и технологических процессов терминала. Возможность оптимизации технологических операций в автоматизированной конфигурации терминала показывает, что при заданной проектной мощности АКТ могут быть меньше, чем обычные КТ. АКТ, как правило, занимают площадь на 30 % больше, чем полуавтоматические. Однако большинство АКТ имеют пропускную способность на 25–30 % больше, чем полуавтоматические и простые КТ. Операторам терминалов не следует просто переходить к автоматизации технологических процессов без тщательного учета динамики рынка грузоперевозок. Повышению производительности и возможностей технологического процесса может способствовать постоянство грузопотока, а не автоматизация некоторых или всех сегментов технологического процесса [11], [15].

Используемые методы исследования, в частности анализ научной литературы, в которой проанализированы вопросы автоматизации морских портов и системный анализ, позволил определить основные тенденции развития автоматизации технологических процессов и подъемно-транспортного оборудования на контейнерных терминалах.

Результаты (Results)

Автоматизация терминала начинается с входного контроля контейнера на въездных воротах (см. рис. 1). Объем автоматизации входного контроля состоит из сканирования и регистрации кода контейнера с помощью системы OCR (Optical Character Recognition) номера и префикса контейнера [9], [10], [16], [17]. Информация с входных ворот о поступающих и убывающих с КТ контейнерах, а также контейнерах, приходящих и убывающих автомобильным и железнодорожным видами транспорта, передается в диспетчерский пункт (рис. 2).

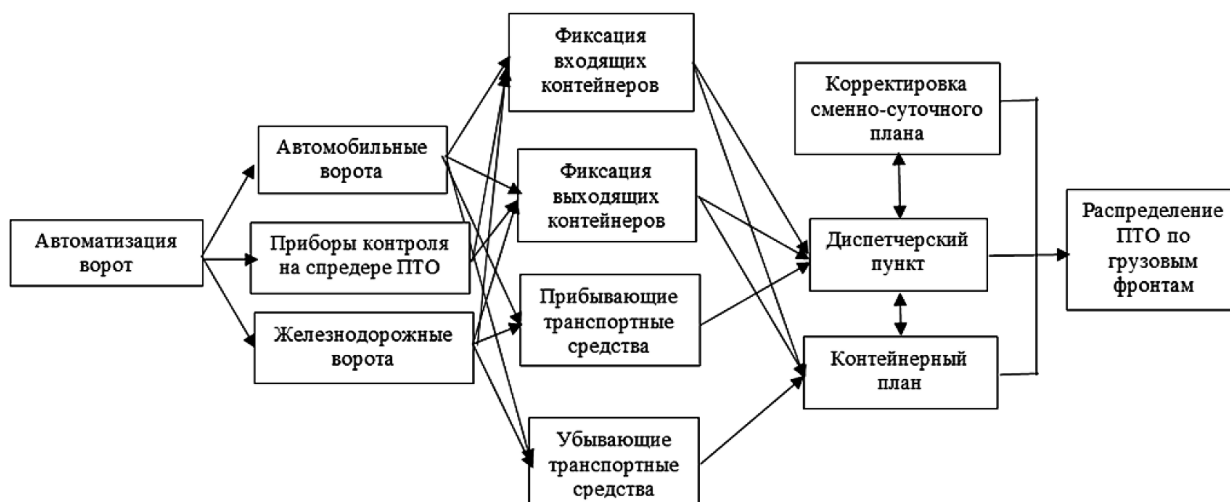


Рис. 2. Влияние автоматизации въездных ворот на работу компьютерного терминала

На морском грузовом фронте данные считываются системами контроля, установленными на спредере ПТО и также передаются в диспетчерский пункт. На основании этой информации формируется ССП судовая партия контейнеров, производится распределение ПТО на приемку или отгрузку контейнеров. При обработке ТС, в зависимости от ССП, ТС могут обслуживаться в порядке очереди по принципу *fifo* (первый пришел, первый ушел) или в зависимости от места положения контейнера. Если контейнер находится в верхнем ярусе, а ТС стоит в очереди, то для того чтобы не производить лишние штивки, данное ТС будет обслуживаться вне очереди. Прибывающие на КТ контейнеры фиксируются и автоматически вносятся в контейнерный план. В зависимости от оперативной ситуации, которая отражается в контейнерном плане, происходит корректировка ССП, и информация автоматически передается на диспетчерский пункт. Во время обработки ТС заполняются транспортные документы, что позволяет сократить время простоя ТС на терминале. При автоматизированной системе информация о прибытии под обработку ТС (автомобильных и железнодорожных) через диспетчерский пункт передается на ПТО. Благодаря постоянно обновляющемуся контейнерному плану в режиме реального времени возрастает эффективность ПТР, что позволяет в минимальные сроки определить местонахождение контейнера. При разгрузке ТС оператор, управляющий ПТО, ставит контейнер на место хранения, которое отражено в контейнерном плане. При отгрузке убывающий контейнер отмечается в контейнерном плане. Автоматизация технологии обработки контейнеров и расположение порта оказывают влияние на общую эффективность и производительность КТ.

Автоматизация въездных ворот не учитывается при проведении различия между АКТ и полуавтоматизированными КТ. При прохождении въездных ворот используется система оптического распознавания символов (ОСР) [8], глобальная система позиционирования (GPS) и радиочастотная идентификация (RFID) для распознавания ТС и контейнеров, определения местоположения контейнера APDS (Automatic Position Determination System). ОСР преобразует отсканированные изображения в текст, идентифицирующий номер и префикс контейнера и номерной знак ТС на выезде из КТ. ОСР устанавливается на ПТО для обработки контейнеров на тыловом складе для автоматической проверки места установки контейнера на месте хранения в соответствии с контейнерным планом терминала [7], [16]. Выбор системы APDS определяется такими факторами, как географическое расположение терминала, соотношение между размерами терминала и количеством контейнеров на нем, а также тип используемого ПТО. Эксплуатируемое на КТ ПТО определяет технологические решения, при строительстве нового терминала ПТО подбирают под определенную технологию. Оптимизация технологического процесса терминала оказывает влияние на емкость терминала и на коэффициент технического использования объекта ($K_{ТИ}$).

Автоматизация технологического процесса КТ начинается с ПТО, на которое устанавливается оборудование по мониторингу обрабатываемых контейнеров и изменениям контейнерного плана в режиме реального времени. Далее ПТО связывают единым алгоритмом функционирования, что позволяет автоматизировать как отдельные технологические операции, так и весь технологический процесс ПРР. Затем все подсистемы объединяют в единую автоматизированную систему управления (АСУ) КТ, что позволяет оптимизировать технологические процессы внутри терминала и вести обмен данными в режиме реального времени со всеми заинтересованными сторонами. Последние позволяют своевременно вносить коррекцию в ССП. АСУ дает возможность согласовать действия всех участников технологического процесса.

ПТО, включенное в технологический процесс, выполняет заданную ему функцию по обработке ТС и при необходимости перестановку контейнеров на определенном участке работы [6]. Актуальными задачами терминального оператора являются рациональное использование площади КТ, снижение количества экономически неоправданных перемещений контейнеров, увеличение коэффициента технического использования ($K_{\text{ти}} \rightarrow \max$) ПТО. Планирование работ в складской зоне терминала влияет на выбор технологических и технических решений. ПРР планируются таким образом, чтобы оптимизировать работу ПТО и синхронизировать обработку ТС (судов, автомобильного и железнодорожного транспорта). Наиболее сложным в плане обработки является морской транспорт. Технология обработки морских судов должна быть организована таким образом, чтобы не возникало проблем при последующей разгрузке контейнеров при нескольких портах захода.

Автоматизация ПТО способствует безопасной и быстрой обработке ТС, требуя при этом значительных капиталовложений, что в конечном счете приводит к принятию оптимальных технологических решений. Автоматизированное оборудование работает без простоев на обеды и перерывы для отдыха операторов. Бортовые интеллектуальные системы отражают информацию о текущем техническом состоянии ПТО, предупреждая о предотказном состоянии, что позволяет проводить ремонт ПТО по техническому состоянию [16]. Вывод ПТО из эксплуатации (на техническое обслуживание или ремонт) оказывает негативное влияние на контейнерные перевозки. Отказы в большинстве случаев происходят во время обработки ТС, увеличивая их время простоя. Мониторинг технического состояния ПТО в режиме реального времени дает возможность проводить техническое обслуживание и ремонт в период отсутствия или снижения потока ТС под обработку, что оказывает влияние на коэффициент технического использования объекта $K_{\text{ти}}$.

Автоматизированными ПТО оборудуются тыловые склады КТ, обслуживающие ТС на автомобильном и железнодорожном грузовых фронтах. Автоматизированные ТС перевозят контейнеры между причалом и штабелями контейнерной площадки. Для повышения производительности выполняется разработка компьютерных программ, оптимизирующих технологические решения планировки КТ. Наиболее распространенной среди них в России является программа SOLVO. В дополнение к внедрению автоматизированного ПТО разрабатываются новые стратегии и методы планирования технологии ПРР, способствующие повышению эффективности работы КТ [16], [18]. При принятии решения об автоматизации рассматриваются типы и количество ПТО, возможность их автоматизации, а также включение в технологический процесс. Кроме того, ПТО также должно предусматривать возможность изменения технологических решений [19].

Управление работами КТ зависит от поступающей в диспетчерский пункт информации о деятельности КТ. Информация содержит в себе технологическую и управленческую составляющую. Технологическая информация включает текущую информацию функционирования КТ и может быть использована для совершенствования технологических процессов ПРР. Управленческая информация способствует своевременному реагированию на возникающие проблемы и рациональную расстановку технических и людских ресурсов. Информационные ресурсы являются экономической ценностью, выступая в качестве одного из факторов управления КТ [20]. Информационная система терминала включает в себя несколько потоков информации, одним из которых является АСУ КТ. В задачи данной системы входит отображение расположения контейнеров на термина-

ле, оптимальные маршруты доставки контейнеров на / со склада и на / с судна, варианты штифов контейнеров и др. Все ПТО современных КТ оснащено бортовыми терминалами, в которые заносятся все произведенные операции с контейнерами. Информация с бортовых терминалов поступает на диспетчерский пункт, где на мониторе отображается расстановка контейнеров на текущий момент времени, а также месторасположение ПТО.

Автоматизированное ПТО и технологии ПРР обеспечивают автоматизированный мониторинг наличия контейнеров на складе и технического состояния ПТО в режиме реального времени. Спутниковые системы DGPS (Differential Global Positioning System) используются на крупных терминалах с большим количеством ПТО. Дополнительно с системой DGPS применяют модулированную информационную систему местоположения контейнера — G-PIS (Container Position Information System). Автоматизированная система управления состоит из датчиков, размещенных по площади терминала и регистрирующих устройств на ПТО, оснащенных компьютерами, соединенными с центральным диспетчерским пунктом. По сигналам с диспетчерского пункта ПТО подводится к месту выполнения ПРР. Оператор подключается к управлению ПТО только при опускании или подъеме контейнера [21]. Автоматизация инфраструктуры КТ и ее влияние на конечный результат приведены на рис. 3.



Рис. 3. Схема влияния автоматизации на работу КТ

Терминалы, ориентированные на использование ричстакеров, характеризуются появлением качественно новых проблем, связанных с многовариантностью перестановки контейнеров. Задача размещения и перемещения контейнеров на таких терминалах слабо структурирована и не формализована. Отсутствие формализованного описания технологического процесса обуславливает особенности алгоритмов управления, заключающихся в сочетании математических и эмпирических методов, затрудняет принятие диспетчером управляющих решений, что обуславливает выполнение дополнительных перемещений контейнеров, тем самым увеличивая себестоимость ПРР. Снижение затрат на обработку контейнеров может быть достигнуто постоянством грузопотока, а также цикличностью и планированием технологических процессов [22].

Основное внимание в исследованиях последних 10 лет по тематике АСУ уделено терминалам, где основной единицей ПТО является козловой кран на пневмоходу (RTG). При работе

по RTG-технологии RTG оборудуются датчиками, связанными со спутниковыми системами позиционирования. Датчики также размещены на площади терминала и на колесных телегах RTG. В кабине оператора RTG расположен компьютер, соединенный с центральным диспетчерским пунктом. RTG по сигналам с диспетчерского пункта подводится к месту грузовой операции, после чего оператор контролирует опускание или подъем контейнера. Такие информационные системы также применяются на КТ, работающих по RMG-технологии.

Проблемой, увеличивающей время цикла и усложняющей обработку контейнеров, является отклонение спредера с контейнером в сторону, противоположную движению грузовой тележки. Причиной увеличения времени цикла является необходимость вручную гасить колебания груза. В настоящее время эта проблема решается с помощью использования автоматизированных систем контроля отклонений контейнера при движении. При ручном управлении оператор задает определенную скорость грузовой тележки для наведения спредера, поскольку он раскачивается в направлении контейнера. Вручную «поймать» или перехватить контейнер сложно и кроме того, этот процесс занимает продолжительное время, поэтому с такой задачей смогут справиться не все операторы кранов. В автоматическом режиме работы отклонения скорость спредера контролируется автоматически. Положение спредера также контролируется автоматически, поэтому он опускается на контейнер за одно отклонение. В результате время рабочей операции по наведению спредера сокращается. Кроме того, операция наведения выполняется быстрее, так как тележка и контейнер останавливаются в одно и то же время без ожидания затухания колебаний контейнера. Выполнение оператором одинаковых механически повторяющихся действий в течение смены вызывает усталость от монотонности, в результате чего снижается контроль над ситуацией и внимательность. Ухудшение психологического состояния оператора может привести к потенциальной аварийной ситуации. Несмотря на то, что такие случаи встречаются довольно редко, разработана схема удаленного управления контейнерными перегружателями. Возрастание потока контейнеров приводит к увеличению информационного потока и эмоциональной перегрузке оператора. Автоматизация технологических процессов способствует исключению производственных ошибок, связанных с психологической утомляемостью человека.

Следует отметить, что автоматизация контейнерных причальных кранов (STS) находится в стадии разработки — автоматизированы только отдельные подпроцессы PPP выполняемые STS. Основная проблема состоит в том, что перемещения судна затрудняют определение точного местоположения контейнера, при совмещении горизонта спредера с горизонтом контейнера процесс наведения занимает определенное время и приводит к снижению производительности труда. В данном случае краны STS соединены с системой управления по оптоволоконным кабелям, которые будучи связанными с оптоволоконным центром, создают информационную сеть. Для контроля и передачи сигналов информационная сеть использует стандартный Internet Protocol (IP), работоспособность сети постоянно проверяется в рамках безопасности и стабильной работы всех кранов. Несмотря на то, что оператор находится в помещении диспетчерского центра терминала и управляет краном дистанционно при обработке судна он не может одновременно обслуживать несколько кранов. Поэтому рассмотренный метод дистанционного управления нельзя считать способом автоматизации, так как он не приводит к сокращению штата обслуживающего персонала [9], [10], [23]. Согласно приведенной в работах [10], [21], [24] информации дистанционное управление кранами STS не увеличивает производительность, но наблюдается увеличение времени работы автоматизированных причальных кранов с операторами, которые находятся в диспетчерском пункте, на 20–30 %, по сравнению с кранами, работающими в ручном режиме [10]. Это можно объяснить тем, что при проведении удаленных операций операторы, дистанционно управляющие краном, не могут оценить воздействие ветра на контейнер, а также и некоторые другие факторы, возникающие в процессе выполнения PPP. Несмотря на существующее мнение специалистов о том, что такие более комфортные условия труда являются преимуществом удаленной работы, часть операторов считает, что удаленная работа снижает степень их удовлетворенности работой.

Многие функции, в том числе скорость обработки контейнеров, зависят от квалификации оператора крана, в частности из-за того, что STS не имеют достаточной степени автоматизации. В настоящее время эта проблема решается производителями данного оборудования. Важным аспектом автоматизации остается совмещение операций между автоматизированными тележками (AVG) и STS, который должен поставить контейнер на AVG, устранив его перекося и раскачивание. В имеющихся системах регулировка спредера происходит с помощью встроенного механизма, который может как увеличивать скорость регулировки, так и замедлять его. В результате это приводит к сокращению времени обработки контейнера. В условиях неопределенности, возникающей на КТ, работающих по принципу *fifo* (первый пришел, первый ушел), или при прибытии под обработку ТС, которые не были включены в сменно-суточный план.

В настоящее время ведутся разработки по предотвращению непроизвольного раскачивания и перекося спредера [2], [10], [21]. При этом не уделяется внимания по наведению спредера на контейнер при дифференте и крене. Наведение спредера на контейнер, находящийся в трюме судна, сопряжено с определенными трудностями. Несмотря на то, что контейнеры группируют в контейнеровозах таким образом, чтобы в каждом порту наиболее удобно отгружались те из них, которые предназначены для конкретного получателя, часто бывает так, что нужные контейнеры находятся не в самом удобном для перегрузки положении. Оператор контейнерного перегружателя должен с высокой точностью опускать спредер в нужную ячейку для захвата определенного контейнера и с такой же точностью выполнять его подъем и перемещение над судном. С использованием интеллектуальных систем выгрузки задача значительно упрощается.

В работах [25]–[29] рассмотрены вопросы наведения спредера на контейнер в условиях крена и дифферента на основе выполненных лабораторных испытаний с использованием ультразвуковых и лазерных датчиков расстояния. В процессе эксперимента было установлено, что в зимний период ультразвуковые датчики будут работать с погрешностью, так как сигнал отражается ото льда (лазерные датчики такой погрешности не имеют). В этих работах также рассмотрено наведение спредера при качке судна. Спредер во время качки при помощи искусственного интеллекта рассчитывает амплитуду качки судна и выравнивает горизонт спредера относительно поверхности контейнера, что сокращает время обработки судна.

Интеллектуальная система погрузки / выгрузки — основанная на лазерных датчиках вспомогательная система, которая повышает производительность крана STS и снижает риск повреждения контейнера. Интеллектуальная система использует лазерный сканер и программные модули для измерения и непрерывного обновления профиля контейнеров и других преград в зоне проведения производства работ. Возможности лазерного сканера позволяют контролировать область работ в диапазоне более 80 м, обеспечивая измерение пространства контейнерных ячеек судов с осадкой более 10 м, что особенно эффективно при оказании помощи оператору во время погрузки / выгрузки контейнеров в глубоких ячейках судна. Профиль обновляется непрерывно без необходимости в дополнительных передвижениях грузовой тележки. При этом программные модули снижают скорость спредера до оптимальной для мягкой посадки и захвата контейнера без повреждения его металлоконструкции.

Технологический процесс обработки контейнеров является сложной технологической процедурой, включающей множество подпроцессов, большинство которых уже автоматизированы, что позволяет исключить вмешательство человека и повысить эффективность ППР. Погрузка / выгрузка контейнеров из / на суда кранами STS представляет собой ключевую технологическую операцию, включающую подпроцесс установки / снятия крепежного устройства твистлоков. Снятие / установку твистлоков выполняют докеры-механизаторы, эта операция занимает много времени. Снятие / установка твистлоков является «самым слабым звеном в автоматизации портов и наиболее сложной частью в области автоматизации портов». В настоящее время осуществляется проведение работ по автоматизации твистлоков. В общей сложности во всем мире используется более тридцати различных типов твистлоков.

Процесс автоматизации твистлоков можно разделить на три этапа [30]:

- 1) установка вручную и снятие перед выгрузкой или закреплением контейнеров ручных поворотных замков;
- 2) автоматическое закрытие при установке контейнера на судно полуавтоматических поворотных замков;
- 3) автоматическая блокировка под действием собственного веса контейнера и автоматическая разблокировка при отрыве контейнера краном полностью автоматических поворотных замков.

Разблокированные твистлоки присоединены к контейнеру и остаются в его фитингах, когда контейнер снимается с судна. Перед дальнейшей транспортировкой контейнеров твистлоки должны быть извлечены из контейнера. Целью автоматизации твистлоков служит повышение безопасности, замыкание цепочки автоматизации, снижение затрат на рабочую силу и снижение рисков. Технологический операции, выполняемые в автоматизированном и ручном режимах работы, приведены на рис. 4.



Рис. 4. Технологические процессы КТ, выполняемые в автоматизированном и ручном режимах работы:
 —————> — автоматизированный режим работы; - - - - -> — ручной режим работы

При выборе технологии обработки контейнеров в первую очередь принимается решение о том, какое ПТО будет использоваться: *классическое*, управляемое оператором, или *автоматизированное*. Последнее требует больших инвестиционных затрат, а также снижает затраты на рабочую силу и техническое обслуживание и ремонт. Автоматизация повышает производительность КТ за счет сокращения времени оборота судов и времени ожидания контейнеровозов у причальных кранов, так как ПТО может эксплуатироваться 24 ч в сутки. Автоматизированная планировка тылового склада увеличивает его емкость и пропускную способность, что имеет важное значение для терминалов, расположенных в крупных городах и имеющих ограниченную площадь. Улучшения в работе КТ положительно скажутся на его конкурентоспособности на рынке контейнерных перевозок и сделают терминал более привлекательным для грузоотправителей и грузополучателей [31].

Обсуждение (Discussion)

Автоматизация морских портов и КТ оказывает положительное влияние на ряд факторов: производительность ПТО, сокращение времени простоя ТС под обработкой, технологию ПТР,

охрану труда. Автоматизация находящихся в эксплуатации КТ может происходить последовательно в зависимости от имеющейся инфраструктуры порта: ПТО, контроль на въездных воротах, мониторинг загруженности ПТО и мест хранения контейнеров. Наиболее эффективной является автоматизация строящегося КТ, где в проекте закладываются современные требования.

Частичная или поэтапная автоматизация эксплуатирующихся КТ должна влиять на увеличение производительности порта, а не на локальный элемент. Внедряющие автоматизацию КТ начинают этот процесс с автоматизации входных ворот, что позволяет отслеживать прибытие-убытие контейнеров, ТС. Вместе с данными в реальном режиме времени терминальный оператор получает информацию о загруженности КТ, количестве ТС находящихся под обработкой, что позволяет планировать загруженность ПТО.

Основной мотивацией к автоматизации КТ и используемого ими ПТО является обеспечение минимизация эксплуатационных затрат, рост пропускной способности и конкурентоспособности как на региональном, так и международном уровнях.

Заключение (Conclusion)

Анализ научной литературы показал, что от степени автоматизации технологий ПРР и ПТО зависит конкурентоспособность терминала. Внедрение автоматизации дает положительные результаты и информацию для размышления тем терминальным операторам, которые пока еще не занимаются решением вопроса автоматизации, тем более, что на этот процесс не оказывают значительного влияния грузооборот, геометрические размеры и емкость терминала.

Автоматизация одного из направлений деятельности КТ не даст должного эффекта. На действующем КТ процесс автоматизации начинается с въездных ворот и систем управления. Полученная с въездных ворот информация способствует оптимальному распределению ПТО и сотрудников терминала, а также рациональной обработке ТС (быстрый поиск требуемого контейнера, оформление документов, подготовка судовой партии и др.). При отсутствии ТС образуются промежутки, во время которых ПТО можно вывести на техническое обслуживание и ремонт. Технологические процессы ПРР представляет собой повторяющуюся процедуру, осуществляемую по определенным правилам, которую проще автоматизировать, чем терминалы, специализирующиеся на обработке различных грузов. Автоматизация технологических процессов ПРР позволяет отслеживать время и место хранения контейнера, что сокращает количество перестановок и снижает себестоимость ПРР.

В автоматизированном режиме на КТ в настоящее время могут эксплуатироваться:

- причальные краны STS, управление которыми осуществляется с диспетчерского пункта;
- складские краны RTG;
- типовые технологические процессы по перегрузки крупнотоннажных контейнеров и генеральных грузов;
- автоматизированные транспортные тележки (AGV).

Выполненный анализ специальной тематической литературы свидетельствует о существующих проблемах в процессах автоматизации ПТО, а следовательно, технологических процессах. Следует отметить, что не автоматизирован процесс наведения спредера на контейнер при обработке судна с креном или дифферентом, а также процесс открытия / закрытия твистлоков при качке судна.

Автоматизация как таковая не может гарантировать увеличение прибыли терминала, для снижения себестоимости и увеличения прибыли важен постоянный грузооборот. В то же время автоматизация снижает затраты на рабочую силу, техническое обслуживание и ремонт. Системы автоматического контроля позволяют проводить ремонт по техническому состоянию при отсутствии или снижении потока ТС, что существенно повышает коэффициент технического использования объекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ghiara H.* Port activity and technical efficiency: determinants and external factors / H. Ghiara, A. Tei // *Maritime Policy & Management*. — 2021. — Vol. 48. — Is. 5. — Pp. 711–724. DOI: 10.1080/03088839.2021.1872807.
2. *Martín-Soberón A. M.* Automation in port container terminals / A. M. Martín-Soberón, A. Monfort, R. Sapiña, N. Monterde, D. Calduch // *Procedia-Social and Behavioral Sciences*. — 2014. — Vol. 160. — Pp. 195–204. DOI: 10.1016/j.sbspro.2014.12.131.
3. *Петрова Е. Е.* Анализ опыта автоматизации и роботизации операционных процессов контейнерного терминала / Е. Е. Петрова, В. В. Ганнесен // *Научные проблемы водного транспорта*. — 2024. — № 78. — С. 178–190. DOI: 10.37890/jwt.vi78.439.
4. *Zhao Q.* Research on cooperative scheduling of automated quayside cranes and automatic guided vehicles in automated container terminal / Q. Zhao, S. Ji, D. Guo, X. Du, H. Wang // *Mathematical Problems in Engineering*. — 2019. — Vol. 2019. — Is. 1. — Pp. 6574582. DOI: 10.1155/2019/6574582.
5. *Малышев Н. В.* К вопросу роботизации тыловых контейнерных терминалов / Н. В. Малышев, Е. К. Коровяковский // *Бюллетень результатов научных исследований*. — 2020. — № 1. — С. 15–25. DOI: 10.20295/2223-9987-2020-1-15-25.
6. *Chu F.* The future of automated ports. — 2018 [Электронный ресурс] / F. Chu, S. Gailus, L. Liu, L. Ni. — Режим доступа: <https://www.mckinsey.com/industries/travel-logistics-and-infrastructure/our-insights/the-future-of-automated-ports> (дата обращения: 01.07.2024).
7. *Homayouni S. M.* Optimization of integrated scheduling of handling and storage operations at automated container terminals / S. M. Homayouni, S. H. Tang // *WMU Journal of Maritime Affairs*. — 2016. — Vol. 15. — Pp. 17–39. DOI: 10.1007/s13437-015-0089-x
8. *Homayouni S. M.* A genetic algorithm for optimization of integrated scheduling of cranes, vehicles, and storage platforms at automated container terminals / S. M. Homayouni, S. H. Tang, O. Motlagh // *Journal of Computational and Applied Mathematics*. — 2014. — Vol. 270. — Pp. 545–556. DOI: 10.1016/j.cam.2013.11.021.
9. *Knatz G.* Container terminal automation: revealing distinctive terminal characteristics and operating parameters / G. Knatz, T. Notteboom, A. A. Pallis // *Maritime Economics & Logistics*. — 2022. — Vol. 24. — Is. 3. — Pp. 537. DOI: 10.1057/s41278-022-00240-y.
10. *Knatz G.* Container Terminal Automation. A global analysis and survey on decision-making drivers, benefits realized, and stakeholder support / G. Knatz, T. Notteboom, T. Pallis. — University of Southern California, 2022. — 90 p.
11. *Wang P.* Alignments between strategic content and process structure: the case of container terminal service process automation / P. Wang, J. P. Mileski, Q. Zeng // *Maritime Economics & Logistics*. — 2019. — Vol. 21. — Pp. 543–558. DOI: 10.1057/s41278-017-0070-z.
12. *Kon W. K.* The global trends of automated container terminal: a systematic literature review / W. K. Kon, N. S., F. A. Rahman, R. M. Hanafiah, and S. A. Hamid // *Maritime Business Review*. — 2020. — Vol. 6(3). — Pp. 206–233. DOI: 10.1108/MABR-03-2020-0016.
13. *Rodrigue J. P.* Automation in container port systems and management / J. P. Rodrigue, T. Notteboom // *TR news*. — 2021. — Vol. 334. — Pp. 20–25.
14. *Зуб И. В.* Анализ нормативной документации по проектированию морских портов в части автоматизации технологических процессов на контейнерных терминалах / И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, Г. Д. Касаткин // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2023. — Т. 15. — № 2. — С. 262–271. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-2-262-271.
15. *Davidson N.* Container terminal automation: pros, cons & misconceptions / N. Davidson // *Port Technology*. — 2016. — Vol. 70. — Pp. 30–31.
16. *Hughes A.* Automate the date? / A. Hughes // *Port Strategy*. — 2005. — November. — Pp. 32–35.
17. *Zehendner E.* Operations management at container terminals using advanced information technologies: Thèse. / E. Zehendner. — Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 2013. — 211 p.
18. *David A.* Automation of Handling Systems in the Container Terminals of Maritime Ports / A. David // *Transport and Communications*. — 2019. — Vol. I. — Pp. 6–9. DOI: 10.26552/tac.C.2019.1.2.
19. *Sha M.* Simulation model to determine ratios between quay, yard and intra-terminal transfer equipment in an integrated container handling system / M. Sha, T. Notteboom, T. Zhang, X. Zhou, T. Qin // *Journal of International Logistics and Trade*. — 2021. — Vol. 19. — Is. 1. — Pp. 1–18. DOI: 10.24006/jilt.2021.19.1.001.

20. Кац И. С. Анализ информационных потребностей предприятия / И. С. Кац, Е. В. Попов // Информационная экономика и управление динамикой сложных систем: Сб. научных трудов / Под ред. Е. Ю. Иванова, Р. М. Нижегородцева. — Москва-Барнаул: Изд-во «Бизнес-Юнитек», 2004. — С. 220–230.

21. All systems go! // Gargo Systems Int. — 1994. — Vol. 21. — № 5. — Pp. 49–51.

22. Oliveira H. Automation in Ports and Labour Relations in XXI Century [Электронный ресурс] / H. Oliveira, R. Varela. — Режим доступа: <https://ocvt.unl.pt/images/relatorios/studyautomation-2.pdf> (дата обращения: 01.07.2024).

23. Watkins E. Automation remains (quietly) on the US agenda // Lloyd's List. — 2020 [Электронный ресурс] / E. Watkins. — Режим доступа: <https://lloydslist.maritimeintelligence.informa.com/LL1132528/Automation-remains-quietly-on-the-USagenda> (дата обращения: 01.07.2024).

24. Baptista E. Hong Kong's port grapples with slow shift to automation // Nikkei Asia. — 2020 [Электронный ресурс] / E. Baptista. — Режим доступа: <https://asia.nikkei.com/Business/Business-trends/Hong-Kong-s-port-grapples-with-slow-shift-to-automation> (дата обращения: 01.07.2024).

25. Зуб И. В. Позиционирование спредера относительно контейнера с применением ультразвуковых датчиков / И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов, В. Л. Щемелёв // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 30–38. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-30-38.

26. Yezhov Y. E. The use of digital technology when positioning the spreader relative to the plane of the container / Y. E. Yezhov, I. V. Zub, V. L. Shchemelev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — IOP Publishing, 2020. — Vol. 539. — Is. 1. — Pp. 012167. DOI: 10.1088/1755-1315/539/1/012167.

27. Ezhov Y. Ultrasonic and laser sensors measurement errors detection / Y. Ezhov, I. Zub, A. Zhuravlev, V. Schemelev // AIP Conference Proceedings. — AIP Publishing, 2022. — Vol. 2647. — Is. 1. DOI: 10.1063/5.0104049.

28. Щемелев В. Л. Автоматизация работы спредера при обработке крупнотоннажных контейнеров в условиях крена и дифферента судна / В. Л. Щемелев, И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2023. — № 2. — С. 101–107. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-101-107.

29. Щемелев В. Л. Алгоритм обучения спредера с возможностью стабилизации для совершенствования технологии перегрузки контейнеров в условиях крена и дифферента судна / В. Л. Щемелев, И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов // Транспортное дело России. — 2023. — № 4. — С. 223–227. DOI: 10.52375/20728689_2023_4_223.

30. Kugler M. Automizing the manual link in maritime supply chains? An analysis of twistlock handling automation in container terminals / M. Kugler, M. Brandenburg, S. Limant // Maritime Transport Research. — 2021. — Vol. 2. — Pp. 100017. DOI: 10.1016/j.martra.2021.100017.

31. Jobran Y. Examining the Efficiency of Automation in Container Terminals / Y. Jobran, G. Kara // Journal of Transportation and Logistics. — 2022. — Vol. 7. — Is. 1. — Pp. 137–155. DOI: 10.26650/JTL.2022.1039692.

REFERENCES

1. Ghiara, Hilda, and Alessio Tei. "Port activity and technical efficiency: determinants and external factors." *Maritime Policy & Management* 48.5 (2021): 711–724. DOI: 10.1080/03088839.2021.1872807.

2. Martín-Soberón, Ana María, Arturo Monfort, Rafael Sapiña, Noemí Monterde, and David Calduch. "Automation in port container terminals." *Procedia-Social and Behavioral Sciences* 160 (2014): 195–204. DOI: 10.1016/j.sbspro.2014.12.131.

3. Petrova, E.E., and V. V. Gannesen. "Experience analysis of automation and robotization of the container terminal operation." *Russian Journal of Water Transport* 78 (2024): 178–190. DOI: 10.37890/jwt.vi78.439.

4. Zhao, Qianru, Shouwen Ji, Dong Guo, Xuemin Du, and Hongxuan Wang. "Research on cooperative scheduling of automated quayside cranes and automatic guided vehicles in automated container terminal." *Mathematical Problems in Engineering* 2019.1 (2019): 6574582. DOI: 10.1155/2019/6574582.

5. Malyshev, N. V., and E. K. Korovyakovskiy. "Robotic automation of logistic container terminals." *Bulletin of scientific research results* 1 (2020): 15–25. DOI: 10.20295/2223-9987-2020-1-15-25.

6. Chu, Fox, Sven Gailus, Lisa Liu, and Liumin Ni. "The future of automated ports." (2018). Web. 1, July 2024 <<https://www.mckinsey.com/industries/travel-logistics-and-infrastructure/our-insights/the-future-of-automated-ports>>.

7. Homayouni, Seyed Mahdi, and Sai Hong Tang. "Optimization of integrated scheduling of handling and storage operations at automated container terminals." *WMU Journal of Maritime Affairs* 15 (2016): 17–39. DOI: 10.1007/s13437-015-0089-x.
8. Homayouni, Seyed Mahdi, Sai Hong Tang, and Omid Motlagh. "A genetic algorithm for optimization of integrated scheduling of cranes, vehicles, and storage platforms at automated container terminals." *Journal of Computational and Applied Mathematics* 270 (2014): 545–556. DOI: 10.1016/j.cam.2013.11.021.
9. Knatz, Geraldine, Theo Notteboom, and Athanasios A. Pallis. "Container terminal automation: revealing distinctive terminal characteristics and operating parameters." *Maritime Economics & Logistics* 24.3 (2022): 537. DOI: 10.1057/s41278-022-00240-y.
10. Knatz, Geraldine, Theo Notteboom, and Thanos Pallis. *Container Terminal Automation. A global analysis and survey on decision-making drivers, benefits realized, and stakeholder support*. University of Southern California, 2022.
11. Wang, Ping, Joan P. Mileski, and Qingcheng Zeng. "Alignments between strategic content and process structure: the case of container terminal service process automation." *Maritime Economics & Logistics* 21 (2019): 543–558. DOI: 10.1057/s41278-017-0070-z.
12. Kon, W.K., Rahman, N. S. F. A., Hanafiah, R. M. and Hamid, S. A. The global trends of automated container terminal: a systematic literature review, *Maritime Business Review*, 2020. Vol. 6(3), pp. 206–233. DOI:10.1108/MABR-03-2020-0016.
13. Rodrigue, Jean-Paul, and Theo Notteboom. "Automation in container port systems and management." *TR news* 334 (2021): 20–25.
14. Zub, Igor V., Yurii E. Ezhov, and Gleb D. Kasatkin. "Analysis of regulatory documentation on seaports design in terms of technological processes automation at container terminals." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 15.2 (2023): 262–271. DOI: 10.21821/2309–5180–2023-15-2-262-271.
15. Davidson, N. "Container terminal automation: pros, cons & misconceptions." *Port Technology* 70 (2016): 30–31.
16. Hughes, Alex. "Automate the date?." *Port Strategy* November (2005): 32–35.
17. Zehendner, Elisabeth. *Operations management at container terminals using advanced information technologies*. Diss. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 2013.
18. David, Andrej. "Automation of Handling Systems in the Container Terminals of Maritime Ports." *Transport and Communications I* (2019): 6–9. DOI: 10.26552/tac.C.2019.1.2.
19. Sha, Mei, Theo Notteboom, Tao Zhang, Xin Zhou, and Tianbao Qin. "Simulation model to determine ratios between quay, yard and intra-terminal transfer equipment in an integrated container handling system." *Journal of International Logistics and Trade* 19.1 (2021): 1–18. DOI: 10.24006/jilt.2021.19.1.001.
20. Kats, I.S., and E. V. Popov. "Analiz informatsionnykh potrebnosti predpriyatiya." *Informatsionnaya ekonomika i upravlenie dinamiko slozhnykh sistem: Sb. nauchnykh trudov*. Moskva-Barnaul: Izd-vo «Biznes-Yunitek», 2004. 220–230.
21. "All systems go!." *Gargo Systems Int.* 21.5 (1994): 49–51.
22. Oliveira, H., and R. Varela. Automation in Ports and Labour Relations in XXI Century. Web. 1 July 2024 <<https://ocvt.unl.pt/images/relatorios/studyautomation-2.pdf>>.
23. Watkins, Eric. "Automation remains (quietly) on the US agenda." *Lloyd's List* (2020). Web. 1 July 2024 <<https://lloydslist.maritimeintelligence.informa.com/LL1132528/Automation-remains-quietly-on-the-USagenda>>.
24. Baptista, Eduardo. "Hong Kong's port grapples with slow shift to automation." *Nikkei Asia* (2020). Web. 1 July 2024 <<https://asia.nikkei.com/Business/Business-trends/Hong-Kong-s-port-grapples-with-slow-shift-to-automation>>.
25. Zub, Igor V., Yurii E. Ezhov, and Viktor L. Shchemelev. "The positioning of the spreader relative to the container using ultrasonic sensors." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 10.1 (2018): 30–38. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-30-38.
26. Yezhov, Yu E., I. V. Zub, and V. L. Shchemelev. "The use of digital technology when positioning the spreader relative to the plane of the container." *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 539. No. 1. IOP Publishing, 2020. DOI: 10.1088/1755-1315/539/1/012167.
27. Ezhov, Yuri, Igor Zub, Anton Zhuravlev, and Victor Schemelev. "Ultrasonic and laser sensors measurement errors detection." *AIP Conference Proceedings*. Vol. 2647. No. 1. AIP Publishing, 2022. DOI: 10.1063/5.0104049.

28. Shchemelev, V. L., I. V. Zub, and Yu. E. Ezhov. "Automation of spreader operation in handling large size containers at ship's list and trim." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 2 (2023): 101–107. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-101-107.

29. Shchemelev, V., I. Zub, and Y. Ezhov. "Spreader learning algorithm with the possibility of stabilization to improve the technology of container handling in conditions of roll and trim of the ship." *Transport business of Russia* 4 (2023): 223–227. DOI: 10.52375/20728689_2023_4_223.

30. Kugler, Michael, Marcus Brandenburg, and Sander Limant. "Automizing the manual link in maritime supply chains? An analysis of twistlock handling automation in container terminals." *Maritime Transport Research* 2 (2021): 100017. DOI: 10.1016/j.martra.2021.100017.

31. Jobran, Yaser, and Gökhan Kara. "Examining the Efficiency of Automation in Container Terminals." *Journal of Transportation and Logistics* 7.1 (2022): 137–155. DOI: 10.26650/JTL.2022.1039692.

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@mail.ru, zubiv@gumrf.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

Щемелев Виктор Леонидович — аспирант *Научный руководитель:*

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: kaf_texp@gumrf.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@mail.ru, zubiv@gumrf.ru

Ezhov, Yurii 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

Shchemelev, Viktor L. — Postgraduate *Supervisor:*

Ezhov, Yurii E. —
PhD, 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

Статья поступила в редакцию 8 июля 2024 г.

Received: July 8, 2024.

RESEARCH AND DEVELOPMENT OF AUTOMATION SUBROUTINE FOR FORECASTING THE NUMBER AND LOAD OF CARGO VEHICLES DEPENDING ON THE STOCHASTIC FORMATION OF DANGEROUS GOODS COLLECTION CENTERS

V. V. Rubinov¹, N. N. Maiorov¹, V. D. Gaskarov²

¹ — Saint-Petersburg State University of Aerospace Instrumentation,
St. Petersburg, Russian Federation

² — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The issues of forecasting the load of vehicles, route networks, formation of collection centers for cargo flows, including dangerous goods, in territorial planning systems determine the need for transition from deterministic models to dynamic models with the possibility of taking into account the influence of the external environment. Existing information transportation systems in the sphere of work with dangerous goods are based on deterministic models and allow to study the problems of forecasting changes to a limited extent. Models of routing networks construction on cargo vehicles are limitedly applicable when there is a task of dangerous goods transportation taking into account the presence of a distributed system of accumulation centers both in the city and, for example, within a large transport hub, seaport with different terminals. The paper presents routing models adapted to the conditions of dangerous goods transportation. Determining transport efficiency and the main costs of transport enterprises is the scheme of traffic flows, fixed in the territorial scheme. The task of the study is to develop a separate automation toolkit for decision making on the number and type of specialized transport (depending on the load capacity) to work with dangerous goods and large-sized objects within the existing flow scheme. On the basis of the research of the group of companies the conclusion is presented that today the task of choosing the optimal amount of transport by carriers is solved, as a rule, not systematically, but by operative construction of a set of routes, and does not involve primary analysis of the territory and parameters of accumulation sites. The presented study considers a new approach to the analysis of the system of transportation of hazardous waste, associated large cargoes, in terms of assessing the necessary list of universal structured input data, which are primary principled and characterize the complexity of work in the selected facility, terminal. To solve the problem of forecasting the load of vehicles is offered developed a new automation subprogram based on the organization of client-server access to data, and implemented in the internal programming language "IC. Management of motor transport" (version MMT 8.2). The presented automation subprogram provides data connectivity on volumes of dangerous goods cargo flows, cargo flow collection centers, available data on vehicles and planned data on removal schedules. Work of the subprogram provides integration of work with other databases of transport companies and allows to carry out modeling of various variants of placement of centers of collection of dangerous goods, centers of cargo flows with high accuracy. The obtained results allow to determine the required number of vehicles, their load taking into account different types and technical capabilities, as well as to determine the required number of vehicle trips in the serviced area taking into account the dynamic influence of the external environment. The presented methodology of working with data, performed in a separate automation subprogram, presented routing models, adapted to the transportation of dangerous goods, can be applied to various transport systems, including sea cargo ports and terminals, which determines the universality of the presented approach.

Keywords: automation and control, dangerous goods, control system, intensity, freight vehicles, metropolis, transport terminal.

For citation:

Rubinov, Vladislav V., Nikolay N. Maiorov, and Vagiz D. Gaskarov. "Research and development of automation subroutine for forecasting the number and load of cargo vehicles depending on the stochastic formation of dangerous goods collection centers." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 620–634. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-620-634.

УДК 656.078

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ПОДПРОГРАММЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ КОЛИЧЕСТВА И ЗАПОЛНЕННОСТИ ГРУЗОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТОХАСТИЧЕСКОГО ФОРМИРОВАНИЯ ЦЕНТРОВ СБОРА ОПАСНЫХ ГРУЗОВ

В. В. Рубинов¹, Н. Н. Майоров¹, В. Д. Гаскаров²

¹ — ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный университет
аэрокосмического приборостроения», Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Темой работы является исследование вопросов прогнозирования загруженности транспортных средств, маршрутных сетей, формирования центров сбора грузопотоков, в том числе опасных грузов, в системах территориального планирования, определяющих необходимость перехода от детерминированных моделей к динамическим с возможностью учета влияния внешней среды. Существующие информационные транспортные системы в сфере работы с опасными грузами, построенные на основе детерминированных моделей, ограниченно позволяют исследовать задачи прогнозирования изменений. Отмечается, что модели построения маршрутных сетей на грузовом автотранспорте являются ограниченно применимыми в случае, когда возникает задача перевозки опасных грузов с учетом наличия распределенной системы центров скопления как в городе, так и в рамках крупного транспортного узла, морского порта. Представлены модели маршрутизации, адаптированные к условиям перевозки опасных грузов. Определяющей транспортную эффективность и основные расходы транспортных предприятий является схема движения потоков, закрепляемая в территориальной схеме. Задачей исследования является разработка отдельного инструментария автоматизации для принятия решения о количестве и типе специализированного транспорта (в зависимости от грузоподъемности) для работы с опасными грузами и крупногабаритными объектами внутри существующей схемы потоков. На основе исследования группы компаний сделан вывод о том, что в настоящее время задача выбора оптимального количества транспорта перевозчиками решается, как правило, не системно, а с помощью оперативного построения набора маршрутов без учета первичного анализа территории и параметров мест накопления. Рассмотрен новый подход к анализу системы транспортировки опасных отходов, сопутствующих крупных грузов с точки зрения оценки необходимого перечня универсальных структурированных исходных данных, которые первично являются принципиальными, так как характеризуют сложность работы на выбранном объекте, терминале. Для решения задачи прогнозирования загруженности транспортных средств предлагается новая подпрограмма автоматизации на основе организации клиент-серверного доступа к данным, реализованная на внутреннем языке программирования «IC: Управление автотранспортом» (версия UAT 8.2). Представленная подпрограмма автоматизации обеспечивает связь данных по объемам грузопотоков опасных грузов, центров сбора грузопотоков с имеющимися данными транспортных средств и плановых данных по графикам вывозов. Работа подпрограммы наряду с обеспечением интеграции работы с другими базами данных транспортных компаний позволяет с высокой точностью выполнять моделирование различных вариантов размещения центров сбора опасных грузов и центров грузопотоков. Полученные результаты позволяют определять необходимое количество транспортных средств, их загруженность с учетом разных типов и технических возможностей, а также необходимое количество машино-рейсов на обслуживаемой территории с учетом динамического влияния внешней среды. Представленная методика работы с данными, выполненная в отдельной подпрограмме автоматизации, и представленные модели маршрутизации, адаптированные к перевозке опасных грузов, могут быть применены для различных транспортных систем, в том числе морских грузовых портов и терминалов, что определяет универсальность представленного подхода.

Ключевые слова: автоматизация и управление, опасные грузы, система управления, интенсивность, грузовые транспортные средства, мегаполис, транспортный терминал.

Для цитирования:

Рубинов В. В. Исследование и разработка подпрограммы автоматизации для прогнозирования количества и заполненности грузовых транспортных средств в зависимости от стохастического формирования центров сбора опасных грузов / В. В. Рубинов, Н. Н. Майоров, В. Д. Гаскаров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 620–634. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-620-634.

Введение (Introduction)

Грузоперевозки играют ключевую роль в логистике, обеспечивая своевременную и эффективную доставку товаров и материалов. Особую сложность представляют автомобильные перевозки в пределах мегаполиса или крупного транспортного терминала [1]: уличные заторы, ограниченное количество парковочных мест, строгие временные ограничения на погрузку-разгрузку при отсутствии путей необщего пользования, что создает дополнительные проблемы для транспортных компаний. Данные условия требуют использования современных программных решений, разработки специализированных подпрограмм автоматизации для оптимизации маршрутов, управления автопарком и мониторинга грузов в реальном времени. Актуальность разработки подсистем автоматизации позволит решить такие крайне важные вопросы прогнозирования, загруженность автотранспортной системы и поиск возможных *слабых мест* для своевременного формирования корректирующего воздействия от компаний, систем управления на транспорте в ситуациях неопределенности [2], [3].

В контексте транспортировки, например, твердых коммунальных отходов (ТКО) автотранспортом сложность возрастает многократно, так как данная сфера регулируется строгими законодательными нормами и экологическими стандартами¹, что накладывает дополнительные ограничения на логистические и транспортные операции. Перевозимый тип грузов — это опасный груз, который требует специфических методов сбора, особо технологичного транспорта и представляет собой отдельную экосистему работы в виде пунктов перевалки и сортировки, транспортировки и утилизации.

Применительно к таким транспортным системам, как морской грузовой порт, возникает комплексная задача, заключающаяся в формировании центров сбора опасных отходов по районам порта и сборе их с судов в порту. При эксплуатации флота на борту судов непрерывно образуются отходы — опасные грузы различного состава и агрегатного состояния (твердые, жидкие и газообразные), которые должны своевременно удаляться, не мешая выполнению целевых производственных и общесудовых операций. Задача планирования загрузки транспортных средств по вывозу опасных и вредных грузов из порта для дальнейшей обработки также требует решения группы вопросов: от выбора модели эффективной маршрутной сети до разработки специализированных подпрограмм автоматизации оценки необходимого количества транспортных средств. В настоящее время развитию таких транспортных систем для мегаполисов уделяется особое внимание, поскольку обусловлено необходимостью внедрения принципов экономики замкнутого цикла, разработки специализированных замкнутых систем управления на транспорте, ориентированных на минимизацию издержек, отходов и максимальное повторное использование материалов. В этом вопросе важную роль играют технологии отслеживания, мониторинга на транспорте и управления транспортировкой грузов, которые помогают собрать необходимые данные, сформировать набор данных по загрузке маршрутов, представляющих интерес для дальнейшего анализа и прогнозирования развития.

Результатом выполненного анализа должны являться снижение издержек и повышение эффективности логистических и транспортных процессов. Поскольку автомобильные грузоперевозки в городской черте являются одной из крупнейших сфер перевозок, объему и вопросам их эффективности уделяется особое внимание, однако в настоящее время нет четкого метода оптимизации и прогноза работы автотранспорта в сфере ТКО. Особенность перевозимых грузов и нормы законодательства определяют формирование новых требований к информационным транспортным системам и подпрограммам автоматизации.

Модели грузовых перевозок описаны в виде рассмотренных далее классических типов маршрутов в логистике [1], требующих в связи со спецификой грузопотока внесения некоторых корректировок в условия построения маршрутных сетей [4], [5].

Сборный маршрут — средство собирает грузы из различных точек и доставляет их в одно место (центральный склад, промежуточный пункт, потребитель). В контексте работы со специфи-

¹ Федеральный закон «Об отходах производства и потребления» от 24.06.1998 № 89-ФЗ [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_19109/ (дата обращения 20.07.2024).

ческими опасными грузами, это означает сбор опасных грузов из различных точек (жилые дома, предприятия, частный сектор) и его транспортировку на станцию перевалки, перерабатывающий или утилизирующий завод. Модель маршрута приведена на рис. 1.

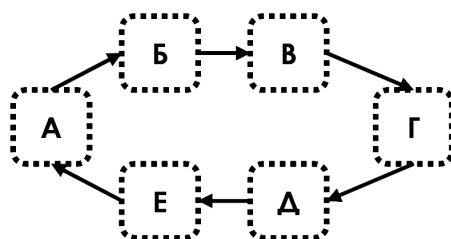


Рис. 1. Модель сборного транспортного маршрута в мегаполисе

Условные обозначения:

A — точка сбора грузопотоков;

B, B, Г, Д, Е — адреса сбора грузопотока в мегаполисе

Развозочный маршрут (рис. 2) — груза из одного места в несколько различных точек. В случае с выбранным типом груза это может быть доставка переработанных материалов на различные предприятия для дальнейшего использования в рамках рассмотрения не только маршрутов сбора, но и системы работы в целом.

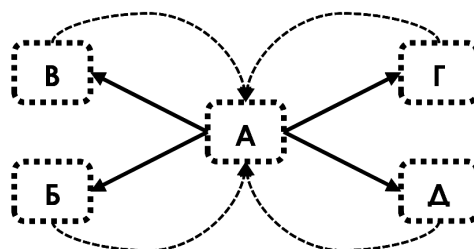


Рис. 2. Схема развозочного транспортного маршрута в мегаполисе

Условные обозначения:

A — точка сбора грузопотоков;

B, B, Г, Д — адреса сбора грузопотока в мегаполисе

Сборно-развозочный маршрут (рис. 3) — это комбинация, включающая доставку мелких партий груза от одного грузоотправителя к нескольким грузополучателям (развозочный маршрут), а также одновременно сбор мелких партий груза от нескольких грузоотправителей и их доставку к одному грузополучателю (сборный маршрут). В зависимости от выбранного типа груза это может означать сбор грузов из различных точек и их транспортировку в несколько пунктов переработки (например, сбор грузов и развозкой стекла и пластика на разные предприятия).

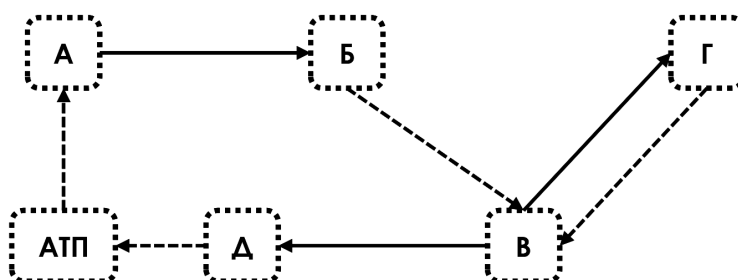


Рис. 3. Схема сборно-развозочного транспортного маршрута в мегаполисе

Условные обозначения:

АТП — автотранспортное предприятие;

A, B, B, Г, Д — адреса (участки) сбора грузопотока в мегаполисе / терминале

Транспортировка выбранного типа грузов регулируется «Территориальной схемой движения опасных грузов (отходов)», определяющей порядок обращения с грузами на различных уровнях. Данная схема охватывает два основных уровня: *микроуровень*, определяющей к каким промежуточным пунктам тяготеют места накопления грузопотоков) и *макроуровень* — места вывоза конечных продуктов системы. Пример «оконной» формы информационной систем с размещений адресов доставки и сбора приведен на рис. 4 и 5.

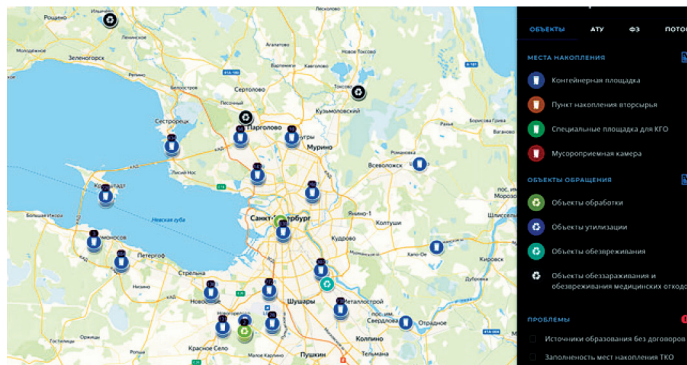


Рис. 4. Пункты перегруза в теоретической схеме движения грузопотоков

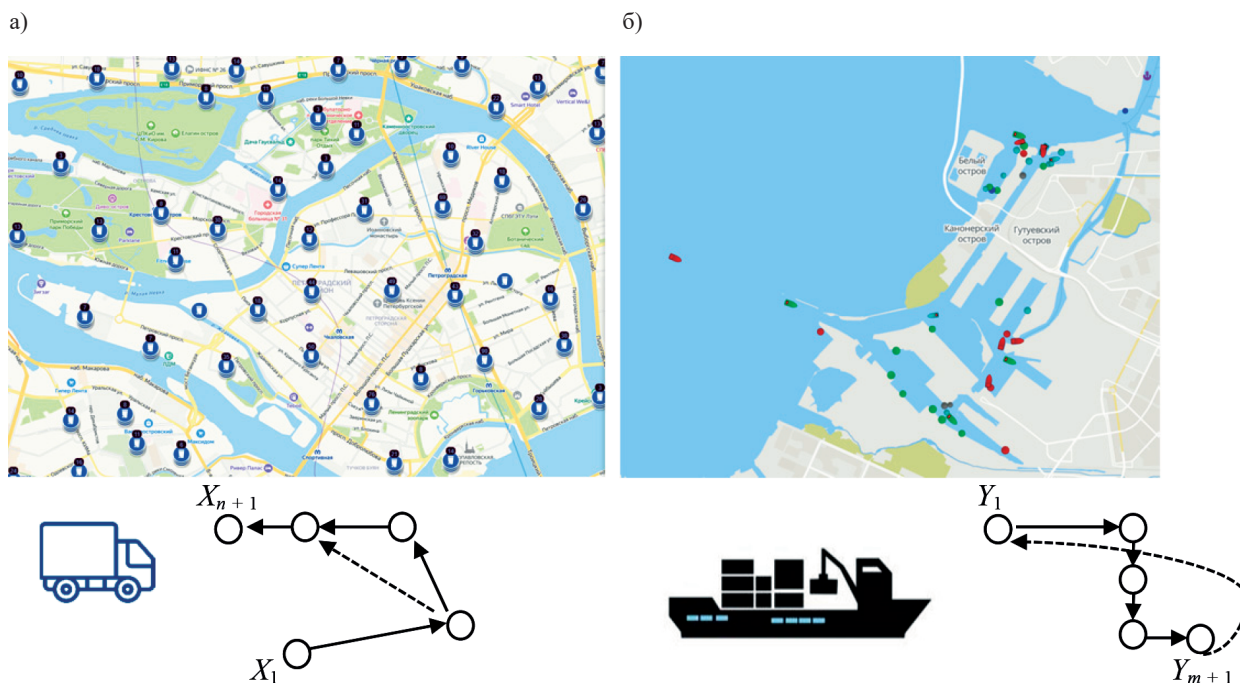


Рис. 5. Места накопления грузов в городской среде и морском грузовом порту на микроуровне:

а — модель формирования маршрутов между адресами скопления грузов в мегаполисе;

$X_1, \dots, X_{n+1}$ — плановые точки, адреса маршрута;

б — модель формирования маршрутов между причалами в грузовом порту;

$Y_1, \dots, Y_{m+1}$ — плановые причалы для сбора грузов

На микроуровне схема описывает конкретные точки маршрутов грузовиков, т. е. места сбора грузов, их временное хранение и конечные пункты переработки или утилизации. На этом уровне важно учитывать оптимальные маршруты и загруженность транспортных средств, чтобы обеспечить эффективность сбора и транспортировки грузов.

Рассмотрим представление модели для городской транспортной системы и морского грузового порта. Для отображения информационных карт и территориальных схем были использованы

сервисы «Yandex. Карты» и информационный сервис мониторинга морских грузовых судов в акваториях портов Myshiptracking (<https://www.myshiptracking.com>).

На макроуровне схема охватывает более крупные области работы: районы или муниципалитеты, на макроуровне затрагиваются аспекты регионального планирования: размещение перегрузочных станций и перерабатывающих центров. Здесь важно учитывать баланс между распределением ресурсов и общей логистикой региона. Например, применительно к городским системам, в статье [6] отмечается, что каждый год объем данных типов грузов в Российской Федерации возрастает на душу населения и увеличивается на 3 %. С учетом роста населения на 13 % за 20 лет рост объемов данных грузов составляет более 70 %. Таким образом, можно сделать вывод, что рост грузопотока зависит от населения региона и других производственных и социальных факторов. Производство бытового мусора, опасных грузов, согласно данным ООН, имеет непосредственную связь с уровнем национального дохода, т. е. в богатых странах мира в пересчете на душу населения бытового мусора вырабатывается больше. Вместе с тем, например, в странах Европейского союза этот процесс сопровождается достаточно высоким уровнем переработки отходов.

Грамотная стратегия развития рассматриваемых транспортных систем напрямую зависит от наличия полного набора данных по грузопотоку и маршрутным сетям для формирования системы анализа загруженности маршрутов и транспортных средств, исследования различных сценариев, к которым можно отнести расширение границ мегаполиса и динамическое добавление новых точек сбора грузов при ограниченном парке транспортных средств. Особенность рассматриваемых транспортных систем заключается в возможности включения в городские системы управления дополнительных точек сбора грузов в микрорайоне в соответствии с запросом со стороны общества / жителей, и, соответственно, дополнительного выделения грузовых транспортных средств или внесения изменений в существующие маршруты.

Вопросы анализа текущей транспортной ситуации, загруженности маршрутных сетей сбора и доставки, прогнозирования развития выбранных транспортных систем невозможно решить аналитическими ручными методами ввиду большого количества внутренних переменных и стохастического влияния внешней среды, что определяет необходимость разработки специализированных программных систем автоматизации. Разработка и внедрение таких систем является актуальной задачей, определяющей успешность работы и развития взаимосвязанных технических систем.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Одной из основных проблем в управлении транспортировкой специфических грузов является невозможность прогнозирования загруженности маршрутов и определение необходимого количества транспортных средств с использованием текущих методов, поскольку существующие системы не позволяют точно оценить загруженность транспортных средств и оптимизировать их маршруты, спрогнозировать объем накопления грузопотоков в местах накопления на стратегическом уровне, а также учесть динамику маршрутов, что приводит к неэффективному использованию ресурсов транспортной компании и значительному увеличению операционных затрат.

Для оптимизации маршрутов грузового автотранспорта в логистике используются различные математические модели, такие, например, как задача маршрутизации транспорта (Vehicle Routing Problem) [7] и задача коммивояжера (Travelling Salesman Problem) [8]–[10]. Однако несмотря на то, что эти модели позволяют создавать эффективные маршруты для сбора и транспортировки грузов, они имеют ряд ограничений применительно к реальным условиям мегаполиса. Рассматриваемая модель приведена на рис. 6. Она полезна для создания базовых маршрутов, но не учитывает динамические изменения в объемах накопления грузов и возникновения новых точек сбора опасных грузов. Задачей маршрутизации транспорта является более сложная вариация коммивояжера, в которой учитываются дополнительные ограничения, такие как вместимость транспортных средств и временные окна. Эта модель позволяет создавать более точные и адаптивные маршруты для транспортировки грузов, однако не может учесть вероятность изменения объемов отходов на точках сбора.

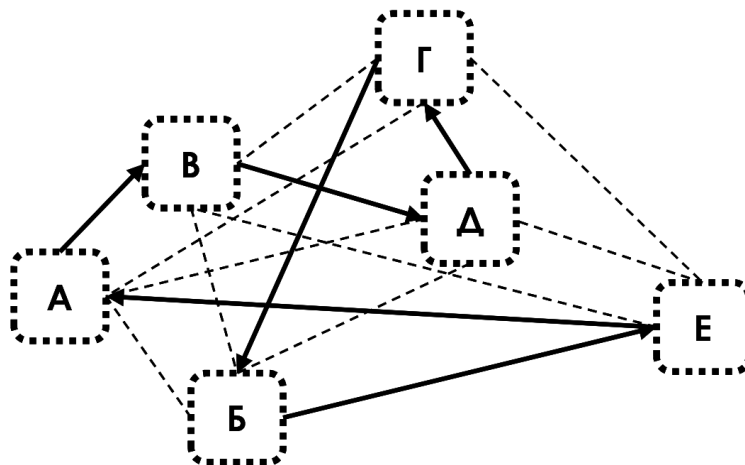


Рис. 6. Модель задачи коммивояжера в транспортной системе мегаполиса

Условные обозначения:

A — точка сбора грузопотоков;

Б, В, Г, Д, Е — адреса сбора грузопотока в мегаполисе

Одной из ключевых проблем в применении существующих моделей оптимизации является невозможность точно определить точку, в которой грузовой автомобиль завершит рейс. Кроме того, может возникнуть ситуация, при которой не из всех точек на территории и не все грузы будут вывезены за заданное плановое количество рейсов.

Существующие модели маршрутизации не учитывают вероятностного объема накопления грузов в точках. Они не могут прогнозировать состояние маршрута в каждый период времени и, как следствие, определить необходимое количество машино-рейсов на обслуживаемой территории, что приводит к неэффективному использованию ресурсов и увеличению операционных затрат. При принятии управленческих решений на уровне транспортного предприятия имеется следующее существенное ограничение: организация эффективности движения потоков грузов от мест накопления через места перегрузов к местам утилизации или захоронения регулируется территориальной схемой обращения с грузопотоками. Задача определения эффективного количества транспорта является основополагающей для перевозчика. Для ее решения необходимо иметь два набора исходных данных: *о регионе работы* и *о парке грузового транспорта*.

В рамках исследования были рассмотрены два региона Российской Федерации, которые необходимо обеспечить достаточным количеством транспорта. Фрагменты исходных данных представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Базовые характеристики региона вывоза грузов в городе

Характеристика	Население	Площадь территории	Плотность
1-й район	198 762	3203,88	63,6
2-й район	78 264	3839,79	21,68
Норматив накопления, м ³	1,8		
Объем ТКО в год, м ³	516647		
Потенциальная масса ТКО в год, т	51664		
Масса ТКО в месяц, т	4166,7		

Таблица 2

**Фрагмент технических исходных данных по одному из регионов РФ
(адресная программа)**

Адрес	Количество муниципальных образований	Объем контейнера, м ³	Количество грузовых контейнеров, шт.	Плановый объем, м ³	График вывоза, дни
Ул. Ленина, 21	1	4 м ³	1	4	Пт., сб., вс.
Ул. Ленина, 4	2	0,36 м ³	2	0,72	Вт., ср., сб.
Ул. Володарского, 16	2	1,1 м ³	5	5,5	Через день с 02.01
Ул. Маяковского, 2	1	1,1 м ³	1	1,1	Пт., вс.
Ул. Победы, 3	1	0,75 м ³	2	1,5	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. Пушкина, 1	1	1,1 м ³	2	2,2	Вт., пт.
Ул. 1 Мая, 44	2	1,1 м ³	1	1,1	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. 1 Мая, 2	2	1,1 м ³	1	1,1	Пн.
Ул. 1 Мая, 7	3	1,1 м ³	2	2,2	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. Маяковского, 10	3	1,1 м ³	1	1,1	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. 1 Мая, 66	3	0,9 м ³	1	0,9	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. 9 Мая, 45	3	0,9 м ³	1	0,9	Пн., вт., ср., чт., пт., сб., вс.
Ул. 9 Мая, 62	3	0,9 м ³	1	0,9	Ср.

На основе анализа данных, представленных в табл. 2, видно, что любые изменения в объемах перевозок оказывают непосредственное влияние на систему управления транспортом, формируя необходимость оперативного принятия решений по изменению работы транспорта. При наличии данных и подсистемы автоматизации анализа загруженности транспорта появляется возможность заранее вносить возможные изменения и планировать количество транспорта на маршрутах.

Результаты исследования (Results of the Research)

В рамках исследования были оценены ограничения к парку транспортных средств. Кроме того, был определен параметр крупного количества грузов в общем объеме для среднего региона России. В качестве эталонных были выбраны данные Псковской области. Указанные в табл. 3 ограничивающие параметры рассчитываются исходя из статистических данных, которые можно уточнить при наличии дополнительных данных.

Таблица 3

Ограничивающие параметры

Параметры	Значение (коэффициент)
Доля крупных грузов общем объеме потока в регионе	0,15
Необходимая доля малогабаритного транспорта	0,2
Коэффициент сезонности, %	20 %

Большое влияние на выбор и оценку количества грузового транспорта оказывает коэффициент сезонности. При решении задачи определения количества транспорта необходимо учитывать эффект сезонности на предполагаемой к обслуживанию территории. С использованием данных нескольких районов Псковской области было проведено исследование эффекта сезонности (рис. 7), в частности был выполнен анализ ситуации на мезоскопическом уровне исходных данных транспорта и адресной программы.

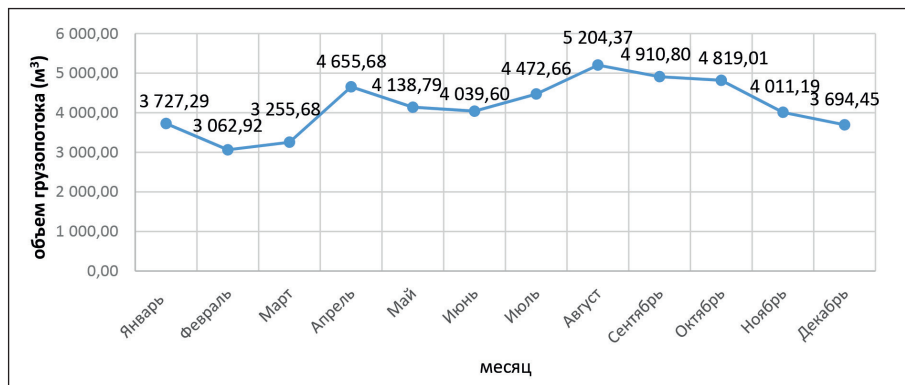


Рис. 7. Исследование сезонности образования грузов выбранного в исследовании типа в регионе

В рамках исследования была проанализирована стандартная модель работы транспортного предприятия, при которой процесс составления плана работы водителей, а также статистических отчетов о рабочем времени осуществлялся вручную, что имело ряд трудностей. Первая заключалась в том, что отчеты не привязаны к базе данных и их приходится заполнять отдельно. Такая система зависит от *человеческого фактора*, так как требует ручного ввода информации о водителях, транспортных средствах и маршрутах следования. Вторая была связана с тем, что отчеты на бумажных носителях сложно поддерживать в актуальном состоянии, поскольку любые изменения или корректировки трудно отследить и своевременно распространить среди сотрудников других подразделений. В связи с этим предлагается разработка подпрограммы автоматизации на платформе «1С: Управление автотранспортом» (версия УАТ 8.2) [11] с реализацией на внутреннем языке программирования. Данная особенность определена необходимостью реализации системы документооборота, работы с юридическими лицами, формирования отчетностей на предприятии ООО «ПКФ «ПЕТРО-ВАСТ»» и ряде других выбранной отрасли. Подсистема автоматизации определения необходимого транспорта реализована с учетом клиент-серверной части доступа к данным базы данных транспортных средств.

Рассмотрим разработанный программный код для работы с исходными данными. Расчетная часть выполняется на серверной части подпрограммы:

&НаСервере

Процедура ЗаполнитьДанныеИзФайлаНаСервере(СтруктураДанных)

НовСтр = Объект.ДанныеЕксель.Добавить();

НовСтр.Наспункт = СтруктураДанных.НасПункт;

НовСтр.МО = СтруктураДанных.МО;

НовСтр.ИтогоПлощадок = СтруктураДанных.ИтогоПлощадок;

НовСтр.Кубы = СтруктураДанных.Кубы;

НовСтр.Расстояние = СтруктураДанных.Расстояние;

КонецПроцедуры

&НаКлиенте

Процедура ЗаполнитьДанныеИзФайла(Команда)

Объект.ДанныеЕксель.Очистить();

Если Объект.ПутьКФайлу = «» Тогда

Сообщ = Новый СообщениеПользователю;

Сообщ.Текст = «Выберите файл!»;

Сообщ.Сообщить();

Иначе

Эксель = Новый СОМОбъект(«Excel.Application»);
 КнигаЭксель = Эксель.Workbooks.Open(Объект.ПутьКФайлу);
 Лист1 = Книгаэксель.WorkSheets(1);
 ВсегоСтрок = Лист1.Cells.SpecialCells(11).Row;
 n = 2;
 Пока n <= ВсегоСтрок Цикл
 СтруктураДанных = Новый Структура;
 СтруктураДанных.Вставить(«НасПункт», СокрЛП(Лист1.Cells(n,1).value));
 СтруктураДанных.Вставить(«МО», СокрЛП(Лист1.Cells(n,2).value));
 СтруктураДанных.Вставить(«ИтогоПлощадок», СокрЛП(Лист1.Cells(n,3).value));
 СтруктураДанных.Вставить(«Кубы», СокрЛП(Лист1.Cells(n,4).value));
 СтруктураДанных.Вставить(«Расстояние», СокрЛП(Лист1.Cells(n,5).value));

 ЗаполнитьДанныеИзФайлаНаСервере(СтруктураДанных);
 n = n+1;
 КонецЦикла;
 Сообщ = Новый СообщениеПользователю;
 Сообщ.Текст = «Данные были успешно загружены!»;
 Сообщ.Сообщить();
 Эксель.Application.Quit();

КонецЕсли;

КонецПроцедуры

Фрагмент программного кода расчета количества грузового автотранспорта:

&НаСервере

Процедура ВыполнитьРасчетНаСервере()

Для каждого стр из Объект.ДанныеЕксель Цикл
 НовСтр = Объект.Результат.Добавить();
 НовСтр.НасПункт = стр.НасПункт;
 НовСтр.МО = стр.МО;
 НовСтр.ИтогоПлощадок = стр.ИтогоПлощадок;
 НовСтр.Кубы = стр.Кубы;
 НовСтр.Расстояние = стр.Расстояние;
 НовСтр.Доля = стр.Кубы / Объект.ДанныеЕксель.Итог(«Кубы») * 100;
 НовСтр.Масса = Объект.НормативНакопления * Объект.Население * НовСтр.Доля /
 Объект.Плотность / 120000 * (100 + Объект.Сезонность);
 НовСтр.ТБО = НовСтр.Масса * Объект.ДоляТБО;
 НовСтр.КГО = НовСтр.Масса * Объект.ДоляКГО;

 A1 = 0;
 B1 = 0;
 D1 = 0;
 Если стр.Расстояние < 20 Тогда
 A1 = НовСтр.ТБО / Объект.ГруппаА_20;
 B1 = НовСтр.КГО / Объект.ГруппаБ_20;
 D1 = НовСтр.КГО / Объект.ГруппаСД_20;
 ИначеЕсли стр.Расстояние < 50 Тогда
 A1 = НовСтр.ТБО / Объект.ГруппаА_50;

$B1 = \text{НовСтр.КГО} / \text{Объект.ГруппаБ_50};$
 $D1 = \text{НовСтр.КГО} / \text{Объект.ГруппаСД_50};$
 ИначеЕсли $\text{стр.Расстояние} > 50$ Тогда
 $A1 = \text{НовСтр.ТБО} / \text{Объект.ГруппаА_80};$
 $B1 = \text{НовСтр.КГО} / \text{Объект.ГруппаБ_80};$
 $D1 = \text{НовСтр.КГО} / \text{Объект.ГруппаСД_80};$
 КонецЕсли;
 $\text{НовСтр.ГруппаА} = A1 * \text{Объект.ДоляДляТрехосногоТранспорта};$
 $\text{НовСтр.ГруппаБ} = B1 * \text{Объект.ДоляЗатрудненныхПодъездов};$
 $\text{НовСтр.ГруппаСД} = D1 * \text{Объект.ДоляЗатрудненныхПодъездов};$
 КонецЦикла;

Структура разработанной подпрограммы автоматизации представлена на рис. 8.



Рис. 8. Структура разработанной подпрограммы автоматизации

Оконная форма разработанной подпрограммы автоматизации представлена на рис. 9.

Рис. 9. Оконная форма подпрограммы автоматизации расчета основных показателей

В результате проведенных исследований была разработана последовательность работы с данными в системе «1С: Управление автотранспортом», сформулированы подпрограммы расчетов, которые следует выполнить для определения необходимого количества транспорта, разделен-

ного на группы в зависимости от объемов перевозимых грузов (группы А, Б, В), а также для осуществления вывоза грузов согласно территориальной схеме движения грузопотоков (см. рис. 5 и табл. 2). Результат исследования и работы подпрограммы автоматизации представлен в табл. 4.

Таблица 4

Результаты расчета количества транспорта на выбранном участке

Территориальная схема	Количество точек сбора, шт.	Расстояние до узловой точки, км	Плановая масса сборных грузов, т	Количество крупногабаритного груза	Тип транспорта		
					1	2	3
Район 1	1009	9	26947	1990/298	1,691	0,581	0,995
Район 2	406	55	17905	1321/198	1,997	0,686	0,661
Район 3	73	76	2338	173/26	0,261	0,090	0,086
Итого	1488	140	47190	3484/522	3,949	1,357	1,742

На основе полученных результатов подпрограммы автоматизации выполняется общий анализ количества точек сбора грузов, анализ планового объема грузопотока, а также анализ выделения крупногабаритного груза в общем потоке и формирования плановых показателей по необходимому количеству транспортных средств. Так как транспортные средства отличаются грузоподъемностью, в подпрограмме реализована возможность выбора различных типов. Нормативные данные и виды транспортных средств включены на рис. 8 в блок «Справочник нормативных данных».

Обсуждение (Discussion)

Целью данного исследования является разработка специализированной подпрограммы, позволяющей решить задачу прогнозирования количества грузового транспорта по его типам исходя из анализа статистических данных и системы ограничений, задачей — поиск решения внутри существующей схемы транспортных потоков ввиду сложного динамического влияния внешней среды. В настоящее время задача выбора оптимального количества транспорта решается, как правило, не системно, а путем случайного набора маршрутов, сформированных на день вперед, не предусматривая первичного анализа территории и параметров мест накопления, за основу берутся исторически сложившиеся схемы размещения.

В предлагаемом исследовании рассмотрен вариант анализа системы транспортировки грузов с точки зрения оценки необходимого перечня универсальных структурированных исходных данных, которые, являясь первично принципиальными, характеризуют сложность работы в том или ином регионе. Разработан универсальный алгоритм, позволяющий исследовать каждый регион, используя разработанную подсистему автоматизации в целях определения количественных показателей мест накопления и необходимого количества транспорта для обслуживания определенного участка в зоне деятельности.

Выполненный анализ позволил сформировать набор данных, который необходимо использовать для исследования территории обслуживания, а также данные, позволяющие принимать решения о выборе типа и количества транспортных средств для последующего использования в имитационных программных системах для прогнозной оценки загруженности, мощности и совокупных транспортных издержек. Представленное решение в виде подпрограммы автоматизации позволяет выполнить прогноз на оперативном уровне с учетом влияния колебаний в накоплении, сбоев системы, изменения дорожной обстановки, влияния сезонности, дня недели, погоды и других стохастических процессов. Разработанная подпрограмма автоматизации имеет свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2024664321 [12].

Результаты (Results)

Представленный анализ позволяет структурировать и описать данные для формирования системы принятия решения по прогнозированию образования объемов грузов в регионах и зафиксировать основные параметры, необходимые для определения количества специализирован-

ного грузового транспорта. Полученные результаты основаны на имеющихся данных операторов по вывозу опасных грузов (ТКО) в Российской Федерации (на примере данных г. Пскова и опыта работы компании ООО «ПКФ «ПЕТРО-ВАСТ»»), а также анализе современных методов работы перевозчиков.

Выполнена адаптация моделей маршрутизации для систем перевозки опасных грузов и выявлены ключевые особенности таких систем. На основе моделей оптимизации Travelling Salesman Problem, Vehicle Routing Problem выполнена реализация динамического внесения в программную систему новых центров сбора грузов. Разработанная подпрограмма автоматизации имеет возможность интеграции с существующими системами документооборота на предприятии и объединения данных для систем анализа.

Использование разработанной подпрограммы автоматизации позволяет на качественно новом уровне решать группу задач прогнозирования развития грузовых транспортных систем, выполняя оценку эффективности построения маршрутизации. Кроме того, выполнен переход от детерминированных моделей, не учитывающих стохастического влияния внешней среды к динамическим с получением данных для формирования системы принятия решений по управлению транспортной системой.

Выводы (Summary)

На основе выполненного исследования и оценки работы подпрограммы автоматизации можно сделать следующие выводы:

1. Обоснована необходимость перехода к динамическим моделям оценки центров формирования опасных грузов и оценки ресурсов транспортных компаний по перевозке грузов для территориальных схем.
2. Обоснована необходимость разработки и внедрения в контур принятия решения по определению количества грузового транспорта отдельных подпрограмм автоматизации, обладающих возможностью интеграции большого объема переменных и данных.
3. Обоснован новый подход, состоящий в выделении отдельных параметров, необходимых при анализе и прогнозировании загруженности транспортных средств на маршрутах.
4. С практической точки зрения реализована возможность динамического добавления данных по новым точкам как для оценки текущей ситуации, так и для моделирования различных вариантов влияния внешней среды.
5. Разработанная подпрограмма автоматизации позволяет значительно (в разы) оперативнее сформировать набор данных по загруженности маршрутов и необходимому количеству транспортных средств, имеет инструментарий для интеграции с программными системами аналитики данных.
6. Достигнуто повышение точности принятия решений по организации транспортной работы в зависимости от внешних факторов и параметров территориальных планов объектов.
7. Разработанная подпрограмма автоматизации обладает универсальностью и может быть применена для других транспортных терминалов (например, для районов грузового порта) ввиду реализации модели представления территориальной схемы как набора центров сбора опасных грузов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Майоров Н. Н. Практические задачи моделирования транспортных систем / Н. Н. Майоров, В. А. Фетисов. — СПб.: ГУАП, 2012. — 185 с.
2. Бродецкий Г. Л. Системный анализ в логистике. Выбор в условиях неопределенности / Г. Л. Бродецкий. — М.: Academia, 2010. — 336 с.
3. Wheelwright S. Forecasting: methods and applications / S. Wheelwright, S. Makridakis, R. J. Hyndman. — John Wiley & Sons, 1998. — 656 p.
4. Rubinov V. V. Problems of a Modern Approach to the Technological Process of Waste Management / V. V. Rubinov, V. A. Fetisov // 2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems (WECONF). — IEEE, 2021. — Pp. 1–4. DOI:10.1109/WECONF51603.2021.9470744.

5. Рубинов В. В. Разработка алгоритма автоматизации прогноза транспортной работы перевозчиков твердых коммунальных отходов / В. В. Рубинов, Н. Н. Майоров, А. А. Буцанец // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2023. — № 4. — С. 624–633. DOI 10.24412/2071-6168-2023-4-624-634.

6. ванцова Е. А. Проблемы и перспективы управления твердыми бытовыми отходами / Е. А. Иванцова // Вестник Волгоградского государственного университета. Серия 3: Экономика. Экология. — 2016. — № 2 (35). — С. 148–159. DOI: 10.15688/jvolsu3.2016.2.15.

7. Larranaga P. Genetic algorithms for the travelling salesman problem: A review of representations and operators / P. Larranaga, C. M. H. Kuijpers, R. H. Murga, I. Inza, S. Dizdarevic // Artificial intelligence review. — 1999. — Vol. 13. — Pp. 129–170. DOI: 10.1023/A:1006529012972.

8. Kumar S. Innovative Ways of Developing and Using Specific Purpose Alternatives for Solving Hard Combinatorial Network Routing and Ordered Optimisation Problems / S. Kumar, E. Munapo // AppliedMath. — 2024. — Vol. 4. — Is. 2. — Pp. 791–805. DOI: 10.3390/appliedmath4020042.

9. Rahman M. A. Two-Stage Probe-Based Search Optimization Algorithm for the Traveling Salesman Problems / M. A. Rahman, J. Ma // Mathematics. — 2024. — Vol. 12. — Is. 9. — Pp. 1340. DOI: 10.3390/math12091340.

10. Zhang Z. Discrete sparrow search algorithm for symmetric traveling salesman problem / Z. Zhang, Y. Han // Applied Soft Computing. — 2022. — Vol. 118. — Pp. 108469. DOI: 10.1016/j.asoc.2022.108469.

11. 1С : Предприятие 8. Управление автотранспортом. Стандарт [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://solutions.1c.ru/catalog/autotransport-standart/features?ysclid=lzucmt6bay915927944> (дата обращения: 10.06.2024).

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024664321. Российская Федерация. Программа расчета количества и подбора специализированного грузового транспорта для обеспечения процесса перевозки / В. В. Рубинов; заяв. и патентообл. ФГАОУ ВО ГУАП (RU). — № 2024663695; заявл. 19.06.2024; опубл. 19.06.2024, Бюл. № 6.

REFERENCES

1. Majorov, N. N., and V. A. Fetisov. *Prakticheskie zadachi modelirovaniya transportnykh sistem*. SPb.: GUAP, 2012.
2. Brodetskii, G. L. *Sistemnyi analiz v logistike. Vybor v usloviyakh neopredelennosti*. M.: Academia, 2010.
3. Wheelwright, Steven, Spyros Makridakis, and Rob J. Hyndman. *Forecasting: methods and applications*. John Wiley & Sons, 1998.
4. Rubinov, V. V., and V. A. Fetisov. "Problems of a Modern Approach to the Technological Process of Waste Management." *2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems (WECONF)*. IEEE, 2021. DOI: 10.1109/WECONF51603.2021.9470744.
5. Rubinov, V. V., N. N. Maiorov, and A. A. Butsanets. "Development of an algorithm for automation of the forecast of transport work of carriers of solid municipal waste on the basis of territorial handling schemes." *Izvestiya Tula State University* 4 (2023): 624–633. DOI: 10.24412/2071-6168-2022-7-348-357.
6. Ivantsova E. A. "Problems and perspectives of the solid domestic wastes management". *Vestnik of Volgograd State University*. Series 3: Economics. Ecology, 5 (2016):109-113.
7. Larranaga, Pedro, C. M. H. Kuijpers, R. H. Murga, I. Inza, and S. Dizdarevic. "Genetic algorithms for the travelling salesman problem: A review of representations and operators." *Artificial intelligence review* 13 (1999): 129–170. DOI: 10.1023/A:1006529012972.
8. Kumar, Santosh, and Elias Munapo. "Innovative Ways of Developing and Using Specific Purpose Alternatives for Solving Hard Combinatorial Network Routing and Ordered Optimisation Problems." *AppliedMath* 4.2 (2024): 791–805. DOI: 10.3390/appliedmath4020042.
9. Rahman, Md Azizur, and Jinwen Ma. "Two-Stage Probe-Based Search Optimization Algorithm for the Traveling Salesman Problems." *Mathematics* 12.9 (2024): 1340. DOI: 10.3390/math12091340.
10. Zhang, Zhen, and Yang Han. "Discrete sparrow search algorithm for symmetric traveling salesman problem." *Applied Soft Computing* 118 (2022): 108469. DOI: 10.1016/j.asoc.2022.108469.
11. 1С:Предприятие 8. Управление Автотранспортом. Стандарт. Web. 10. June 2024 <<https://solutions.1c.ru/catalog/autotransport-standart/features?ysclid=lzucmt6bay915927944>>.
12. Rubinov, V. V. Computer program № 2024664321 (RU). Programma rascheta kolichestva i podbora spetsializirovannogo gruzovogo transporta dlya obespecheniya protsessa perevozki. Russian Federation, assignee. Publ. 19 June 2024.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Рубинов Владислав Валерьевич — аспирант

Научный руководитель:

Майоров Николай Николаевич

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский

государственный университет аэрокосмического приборостроения»

190000, Российская Федерация, Санкт-Петербург,

ул. Большая Морская, 67, лит. А

e-mail: vvr1071995@mail.ru

Майоров Николай Николаевич —

доктор технических наук, доцент

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский

государственный университет аэрокосмического приборостроения»

190000, Российская Федерация, Санкт-Петербург,

ул. Большая Морская, 67, лит. А

e-mail: nmsoft@yandex.ru

Гаскаров Вагиз Дилияурович —

доктор технических наук, профессор

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала

С. О. Макарова»

198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,

ул. Двинская, 5/7

e-mail: GaskarovVD@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Rubinov, Vladislav V. — Postgraduate

Supervisor:

Maierov, Nikolay N.

Saint-Petersburg State University

of Aerospace Instrumentation

67/A Bol'shaya Morskaya Str.,

St. Petersburg, 190000,

Russian Federation

e-mail: vvr1071995@mail.ru

Maierov, Nikolay N. —

Dr. of Technical Sciences, associate professor

Saint-Petersburg State University

of Aerospace Instrumentation

67/A Bol'shaya Morskaya Str.,

St. Petersburg, 190000,

Russian Federation

e-mail: nmsoft@yandex.ru

Gaskarov, Vagiz D. —

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: GaskarovVD@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 августа 2024 г.

Received: August 15, 2024.

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-635-645

DEVELOPMENT OF A CALCULATION POWER MODEL OF A VACUUM AUTOMOUNTING DEVICE

A. A. Butsanets, T. A. Volkova

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

One of the ways to improve navigation safety during water transport operation is to develop automated devices and systems that reduce the number of tasks for workers. For example, the introduction of vessels with different levels of autonomy into production activities, capable of automatically monitoring the environment or delivering cargo, helps to reduce the size of the vessel due to the absence of a residential superstructure. On inland waterways, one of the limitations of the introduction of autonomous navigation is their safe passage through shipping passages — shipping locks. Mooring a vessel in a lock chamber is very labor-intensive and is usually performed by crew members of the vessel being locked for movable (floating hoops) or fixed (berthing bollards, bollards, hoops) mooring devices, the permissible loads of which are established in regulatory documents. Over the past 10 years, the authors have not found studies describing the results of measuring the loads on mooring devices and ropes arising from the movement of the vessel in the lock chamber. Another constraint to the implementation of autonomous shipping is the lack of requirements for auto-mooring devices that ensure the retention of vessels in the lock chamber. In this regard, the purpose of this study is to compare the standard and actual values of the load on mooring eyes and ropes for the theoretical calculation of the holding forces of the vacuum auto-mooring device model, taking into account the operating conditions in the shipping lock chamber. The measurement results presented in the article were obtained in the course of the research work “Development of scientifically based recommendations for establishing hydraulic modes for filling and emptying the chambers of locks No. 1–8 of the Federal State Budgetary Institution “Volga-Balt Administration” based on in-kind studies of the conditions of ship mooring in lock chambers” commissioned by the Federal Agency for Maritime and River Transport using a strain gauge installed in the mooring rope cut. As a result of the theoretical calculation of the holding force of the vacuum auto-mooring device, the holding forces of the vacuum gripper from the radius of one vacuum suction cup were obtained.

Keywords: unmanned vessel, shipping lock, automated mooring, ship pass, vacuum gripping device, navigation safety, floating ring.

For citation:

Butsanets, Artem A., Tamara A. Volkova. “Development of a calculation power model of a vacuum automounting device.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 635–645. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-635-645.

УДК 303.05; 656.62

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ СИЛОВОЙ МОДЕЛИ ВАКУУМНОГО АВТОШВАРТОВНОГО УСТРОЙСТВА

А. А. Буцанец, Т. А. Волкова

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

Темой исследования является один из способов повышения безопасности судоходства при эксплуатации водного транспорта, а именно разработка автоматизированных устройств и систем, позволяющих сократить количество выполняемых работниками операций (в частности, внедрение в производственную деятельность судов с разным уровнем автономности, способных в выполнять мониторинг окружающей среды или доставку грузов способствует уменьшению размера судна за счет отсутствия жилой надстройки). Отмечается проблема, заключающаяся в том, что на внутренних водных путях одним из ограничений внедрения автономного судоходства является их безопасная проводка через судопропускные сооружения — судоходные шлюзы. Швартовка судна в камере шлюза является весьма

трудоемкой операцией и выполняется, как правило, членами экипажа шлюзуемого судна за подвижные (плавающие рымы) или неподвижные (швартовые устройства причальные тумбы, кнехты, рымы), допустимые нагрузки которых установлены в нормативных документах. Подчеркивается, что за последние 10 лет отсутствуют исследования, описывающие результаты измерений нагрузок на швартовые устройства и канаты, возникающие из-за движения судна в камере шлюза. В работе обращается внимание на то, что фактором, сдерживающим внедрение автономного судоходства, является отсутствие требований к автошвартовым устройствам, обеспечивающим удержание судов в камере шлюза. В связи с этим целью настоящего исследования является сопоставление нормативных и фактических значений нагрузки на швартовые рымы и канаты для теоретического расчета усилий удержания модели вакуумного автошвартового устройства, с учетом условий работы в камере судоходного шлюза. Отмечается, что представленные в статье результаты измерений получены в ходе выполнения научно-исследовательской работы «Разработка научно-обоснованных рекомендаций по установлению гидравлических режимов наполнения и опорожнения камер шлюзов № 1–8 ФБУ «Администрация «Волго-Балт» на основании натурных исследований условий стоянки судов в камерах шлюзов» по заказу Федерального агентства морского и речного транспорта с помощью установленного тензодатчика в разрез швартового каната. В результате теоретического расчета удерживающей силы вакуумного автошвартового устройства получены численные значения зависимости удерживающей силы вакуумного захвата от радиуса одного вакуумного присоса.

Ключевые слова: безэкипажное судно, судоходный шлюз, автоматизированная швартовка, судопропуск, вакуумное захватное устройство, безопасность судоходства, плавучий рым.

Для цитирования:

Буцанец А. А. Разработка расчетной силовой модели вакуумного автошвартового устройства / А. А. Буцанец, Т. А. Волкова // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 635–645. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-635-645.

Введение (Introduction)

Научно-технический прогресс и постоянное стремление к повышению безопасности судоходства на морских и внутренних водных путях способствуют разработке автоматизированных устройств и систем [1], [2], позволяющих частично или полностью исключить человека из рабочих процессов. Примером таких устройств являются безэкипажные и беспилотные суда, на которых возлагаются задачи по мониторингу окружающей среды, обследованию территорий, быстрой доставке грузов и др. Как правило, в настоящее время эти функции выполняют маломерные суда длиной не более 21 м, но уже известны случаи работы коммерческих судов. Так, например, в 2023 г. ФГУП «Росморпорт» начал эксплуатацию автомобильно-железнодорожного паромов на СПГ пр. CNF19M «Генерал Черняховский» в автономном режиме для функционирования по маршруту Усть-Луга — Калининград.

На внутренних водных путях безопасное плавание безэкипажных и беспилотных судов несколько осложнено, например, проходом через судоходные шлюзы. Несмотря на наличие высокой автоматизации управления процессом шлюзования существуют операции, требующие непосредственного участия человека. В настоящее время швартовка судна в камере шлюза осуществляется с помощью экипажа к подвижным (плавающим) рымам [3]–[5]. Автоматизация этого процесса является сложной проблемой, для решения которой необходима разработка нового технического решения.

В большинстве случаев в качестве основного способа автоматизации швартовых операций применяются вакуумные устройства. Для их разработки и внедрения на судоходных шлюзах необходимо наличие информации о требуемых расчетных и фактических нагрузках, воспринимаемых плавучими рымами во время шлюзования, в том числе определение необходимых швартовых усилий. Следует отметить, что нормативные требования при проектировании данных элементов механического оборудования шлюзов ограничиваются выбором швартового усилия в зависимости от водоизмещения расчетного судна. В отраслевой технической литературе вопрос условий нагружения и особенностей эксплуатации швартовых устройств также освещен недостаточно полно. В связи с этим целью настоящего исследования является сопоставление нормативных и фактических значений нагрузки на швартовые канаты для теоретического расчета усилий

удержания модели вакуумного автошвартовного устройства с учетом условий работы в камере судоходного шлюза.

Методы и материалы

Расчетная схема подвижных швартовных устройств (плавающих рымов) приведена в следующих изданиях: Онохов П. П. Механическое оборудование шлюзов и судоподъемников. — М.: Транспорт, 1973. — 183 с.; Семанов Н. А. Варламов Н. Н., Баланин В. В. Судоходные каналы, шлюзы и судоподъемники. — М.: Транспорт, 1970. — 352 с. В результате аналитической проверки расчетной схемы, представленной в этих изданиях, была установлена ее корректность и возможность использования при проектировании подвижных швартовных устройств, в том числе автошвартовных.

Основной задачей автошвартовного устройства (АШУ) во время шлюзования является фиксация судна и безотрывное его удерживание в течение необходимого для шлюзования времени в безопасном положении в камере шлюза. Как правило, силами, воздействующими на судно, являются гидродинамические и ветровые нагрузки, способные воздействовать на него в тех направлениях, которые могут привести к отрыву судна от АШУ. Таким образом условие безотказного удержания судна является одним из наиважнейших критериев безопасной и эффективной работы АШУ, в том числе с помощью вакуумных захватов, рассматриваемых в работах [5], [7], [8].

Отрыв судна при швартовке к АШУ с вакуумными захватами возможен в том случае, когда силы, приложенные к судну в направлении, стремящемся освободить его, превышают силу всасывания. Противопоставление сил может изменяться в зависимости от степени всасывания. Величина удерживающей силы и, следовательно, удерживающая способность АШУ, могут варьироваться путем изменения силы присасывания с помощью пневматической системы. В классическом исполнении используется подход, когда на причале установлены швартовные устройства с расчетным значением удерживающей силы, а суда с превышающей нагрузкой не допускают к стоянке. Об исследованиях способов швартовки и прилагаемых усилий на причалах известно с середины XX в. Например, в авторском свидетельстве 1974 г.¹ сила измеряется с помощью датчиков, с превышением заданных значений которых лебедка изменяет длину каната, компенсируя нарушение допустимых значений. Более подробно этот вопрос исследован в работах [5], [7], [8].

Условия работы швартовных устройств на судоходных шлюзах имеют некоторые особенности. В частности, во время шлюзования на судно воздействует гидродинамическая сила, величина которой зависит от системы наполнения и опорожнения камеры шлюза. В шлюзах, эксплуатируемых на внутренних водных путях РФ, применяют в основном *сосредоточенную* (головную) и *распределительную* основные системы питания [9]. Вне зависимости от системы питания шлюза АШУ или их группа должно обеспечивать удержание судна несмотря на силы, воздействующие на корпус судна и приводящие его в движение. Основной проблемой в данном случае является отсутствие в открытом доступе данных о величине фактических сил, действующих на швартовные канаты при наполнении камеры шлюза. Такие данные были получены в ходе выполнения научно-исследовательской работы [10]. Проведение измерений проводилось на порожних судах пр. RST54 на шлюзах № 1–6 ФБУ «Администрация «Волго-Балт» в навигацию 2022 г. Система питания на данных сооружениях головная, наполнение шлюзовой камеры осуществляется из-под основных ворот верхней головы.

В рамках экспериментальных исследований после захода судна в камеру шлюза производилась его швартовка в обычном режиме за два рабочих рыма и кнехта на судах № 1 и № 4. Для обеспечения безопасности выполнялась дополнительная швартовка за промежуточный рым и кнехт судна № 3, при этом она осуществлялась с провисом, чтобы не вносить искажений в получаемые данные усилий в рабочих швартовах. Далее выполнялась перешвартовка судна с датчиками усилий. Общий вид применяемых средств измерений приведен на рис. 1 и 2, вид установленного тензодатчика в разрез швартового каната — на рис. 3.

¹ Патент США № 4055137 Vessel mooring system [Электронный ресурс]: <https://patents.google.com/patent/US4055137A/en?q=D0%BF%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BD%D1%82+%D0%A1%D0%A8%D0%90+%E2%84%96+4%2c055%2c137>.



Рис. 1. Общий вид весоизмерительного датчика



Рис. 2. Общий вид весоизмерительного прибора



Рис. 3. Вид установленного тензодатчика в разрез швартовного каната

Расположение кнехтов на судне пр. RST54 позволяет растянуть судно на канатах при обратной учалке, уменьшив его возможные перемещения под воздействием гидродинамических сил. Более подробное исследование методики с результатами проведенных экспериментов является темой дальнейших публикаций. В данном исследовании в качестве примера в таблице приведены отдельные результаты измерений, которые были учтены при выполнении расчетов величины вакуумного усилия присосов автошвартовного устройства, концептуальное изображение которого дано на рис. 4 [11].

Как следует из полученных результатов измерений, нагрузки, воспринимаемые швартовными канатами, а также непосредственно устройствами, имеют значения, существенно меньшие требуемых нормативных для судов с таким водоизмещением. Кроме того, характер нагрузок является весьма неравномерным и скачкообразным. Дополнительно следует отметить, что в ходе проведения испытаний зафиксированы случаи обрывов швартовных канатов.

Результаты измерений в камере шлюза № 2 Волго-Балтийского водного пути

Номер опыта	v_z , м/мин	Максимальное / осредненное максимальное усилие в швартовном канате и время его фиксирования				Время наполнения / опорожнения камеры, с	Номера швартовых рымов	Водоизмещение, т / осадка, м
		$P_{пр}$, тс	$t_{пр}$, с	$P_{обр}$, тс	$t_{обр}$, с			
Наполнение								
21н	0,26	9,87/6,0	384	−4,43/−3,0	598	909	2 и 6	6280 / 2,9
22н	0,23	9,27/5,0	439/400	−4,88/−2,9	418	970	2 и 6	6280 / 2,9
23н	0,27	7,34/3,7	104/130	—	—	887	5 и 9	6280 / 2,9
24н	0,27	6,97/3,9	119/130	−5,82/−3,7	265/420	897	3 и 7	6280 / 2,9
25н	0,27	7,52/3,8	121	−9,1/3,6	407/470	901	5 и 9	6280 / 2,9
26н	0,26	6,72/4,0	105/120	−10,7/−3,7	421/480	930	4 и 8	6280 / 2,9
27н	0,26	15,8/8,0	378/360	−9,73/−3,8	542	895	2 и 6	6280 / 2,9
Опорожнение								
21о	0,88/0,87	4,64/2,2	35	−5,45/−5,45	547	572	5 и 9	7880 / 3,6
22о	0,88/0,87	—	—	−9,87/−9,87	596	590	8 и 12	7880 / 3,6
23о	0,88/0,87	—	—	−10,4/−10,4	629	597	8 и 12	7880 / 3,6
24о	0,88/0,87	—	—	−9,39/−9,39	616	588	8 и 12	7880 / 3,6
25о	0,88/0,88	12,4/9,2	27/380	−10,5/−10,5	609	586	8 и 12	7880 / 3,6
26о	0,88/0,88	10,1/6,8	686/380	−9,87/−9,2	594/600	589	5 и 9	7880 / 3,6

Примечания: v_z — скорость маневрирования затворами; $P_{пр}$ — усилия в швартовном канате при нагружении со стороны верхнего бьефа в сторону нижнего бьефа; $P_{обр}$ — усилия в швартовном канате при нагружении со стороны нижнего бьефа в сторону верхнего бьефа; $t_{пр}$, $t_{обр}$ — соответственно время фиксирования прямого и обратного усилий с начала опыта.

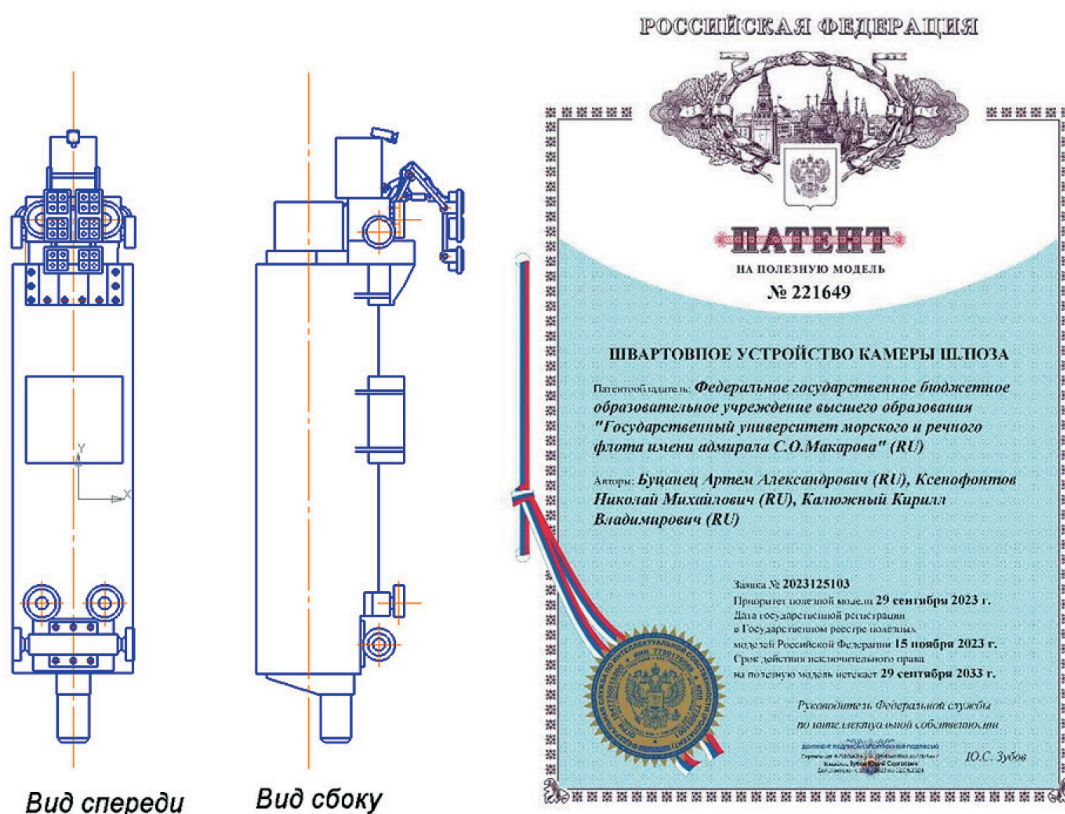


Рис. 4. Концептуальное изображение конструкции автошвартового плавучего рыма (а) и патент на полезную модель (б)

Представляется, что с учетом особенностей предлагаемого АШУ необходимая величина швартового усилия будет гораздо ниже, чем для классических подвижных швартовых устройств. Для проверки данного утверждения определим необходимые швартовые усилия для вакуумного АШУ, а также выполним проверку возможности применения рассматриваемого устройства.

Результаты и их обсуждение (Results and their discussion)

В простейшем случае при выполнении расчетов величины вакуумного усилия сопел автошвартового устройства рассмотрим недеформируемое сопло сферической формы. В частности, оценим максимальную силу одного сопла вакуумного АШУ. Для этого необходимо рассчитать идеальный вакуум, учитывая, что возникающее поле давления направлено перпендикулярно к поверхности судна. Запишем его в виде вектора давления (кПа):

$$\vec{p} = \{10^2; 10^2; 10^2\}.$$

Для оценки максимальной силы найдем поток поля вектора $\vec{p}$ через площадь вакуумного пятна, создаваемого векторным полем:

$$\vec{n} = \{n_x; n_y; n_z\},$$

где

$$n_x = -\frac{\frac{\delta f(x, y)}{\delta x}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta x}\right)^2 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta y}\right)^2}};$$

$$n_y = -\frac{\frac{\delta f(x, y)}{\delta y}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta x}\right)^2 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta y}\right)^2}};$$

$$n_z = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta x}\right)^2 + \left(\frac{\delta f(x, y)}{\delta y}\right)^2}}.$$

Тогда поток имеет вид

$$(\vec{p}, \vec{n}) = \frac{10^5}{r_0} (x + y + \sqrt{r_0^2 - x^2 - y^2}) \Rightarrow \iint_S (\vec{p}, \vec{n}) dS = 10^5 \cdot \iint_S \frac{x + y + \sqrt{r_0^2 - x^2 - y^2}}{\sqrt{r_0^2 - x^2 - y^2}} dx dy.$$

Соответственно итоговая оценка максимальной удерживающей силы имеет вид

$$F_{уд} = 10^2 r_0^2 \pi.$$

Поскольку предлагаемое захватное устройство имеет 24 сопла, его удерживающая сила $F_{уд}$, кН, имеет вид

$$F_{уд} = 24 \cdot 10^2 r_0^2 \pi.$$

Примечание. При переводе кН в единицу измерения тонна силы следует разделить полученное значение приблизительно на 9,8.

Соответственно удерживающая сила $F_{уд}$, тс, будет вычисляться по формуле

$$F_{уд} = \frac{24 \cdot 10^2 r_0^2 \pi}{9,8}.$$

Таким образом, при увеличении радиуса сопла удерживающая сила будет возрастать, как показано на рис. 5.

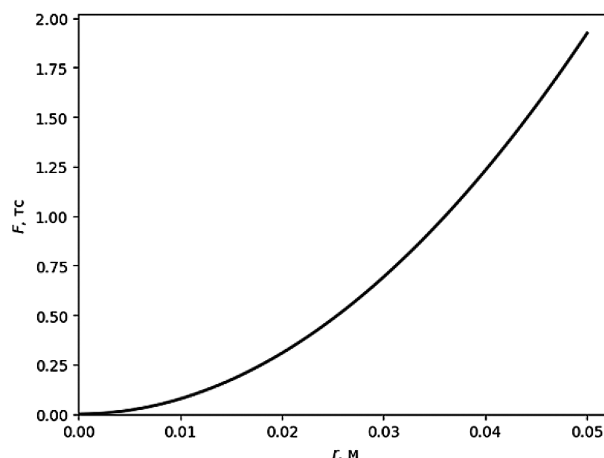


Рис. 5. Зависимость удерживающей силы вакуумного захвата от радиуса одного вакуумного присоса

Используя основное условие равновесия, т. е. равенство нулю равнодействующей всех сил, действующих на судно, а именно: силы удержания вакуумных присосов, силы Архимеда, силы тяжести судна, гидравлического давления, можно найти зависимость радиуса и количества сопел в устройстве:

$$F_{\text{уд}} + F_A + F_{\text{тяж}} + F_{\text{гидр.давл}} = 0.$$

Таким образом, указанное соотношение будет иметь вид

$$-n \cdot 10^2 r_0^2 \pi + \rho g h + m g - \rho g V = 0,$$

где m — масса погруженной в воду части судна, т;

V — объемное водоизмещение судна, м³;

ρ — плотность воды в шлюзе;

g — ускорение свободного падения;

h — осадка судна.

В данном случае зависимость радиуса от количества сопел в устройстве имеет вид:

$$r_0^2 = \frac{g(\rho h + m - \rho V)}{10^2 n \pi},$$

где n — количество сопел, в предлагаемом захватном устройстве равно 24.

Таким образом, изменяя величину радиуса, можно получить точную силу, необходимую для удержания данного судна.

Присвоим конкретные значения для судна, участвовавшего в эксперименте пр. RST54, сравним рассчитанную аналитическим путем удерживающую силу с экспериментальными данными. Для выполнения расчетов необходимо знание следующих параметров судна: длины $L = 140,85$ м, ширины $B = 16,7$ м, осадки (для реки) $h = 3,6$ м.

Объемное водоизмещение судна рассчитывается по формуле с использованием коэффициента полноты судна. Данный коэффициент общей полноты определяется в зависимости от типа судна. Так, в пр. RST54 значение коэффициента находится в промежутке от 0,72 до 0,9. Для расчетов будем брать среднее значение 0,81. Тогда

$$V = \delta L B h = 6859, \text{ м}^3.$$

Таким образом, радиус одного вакуумного присоса r , м, создающий силу, необходимую для удержания судна,

$$r = \sqrt{\frac{g(\rho h + m - \rho V)}{10^2 n \pi}} = 0,063.$$

Если считать, что для удержания судна такой длины необходимы четыре швартовых устройства, то удерживающую силу, можно разделить на четыре части. Тогда размер радиуса одного устройства (r , м), можно представить в виде

$$r = \sqrt{\frac{g(\rho h + m - \rho V)}{10^2 n \pi \cdot 4}} = 0,035.$$

Удерживающая сила, создаваемая захватным устройством при таком радиусе, составляет

$$F_{уд} = 24 \cdot 10^2 \cdot 0,035^2 \cdot \pi = 9,04, \text{ кН.}$$

или $F_{уд} = 0,92$, тс.

Данной силы достаточно, чтобы удерживать судно, находящееся в состоянии покоя.

Кроме того, в камере шлюза наблюдается воздействие гидродинамических сил. Для того, чтобы учесть их воздействие, рассмотрим продольную составляющую гидродинамических сил¹:

$$F_{п.с} = 1,4\sqrt[3]{D},$$

где D — водоизмещение расчетного судна.

В общем виде зависимость продольной составляющей гидродинамических сил от водоизмещения судна имеет вид рис. 6.

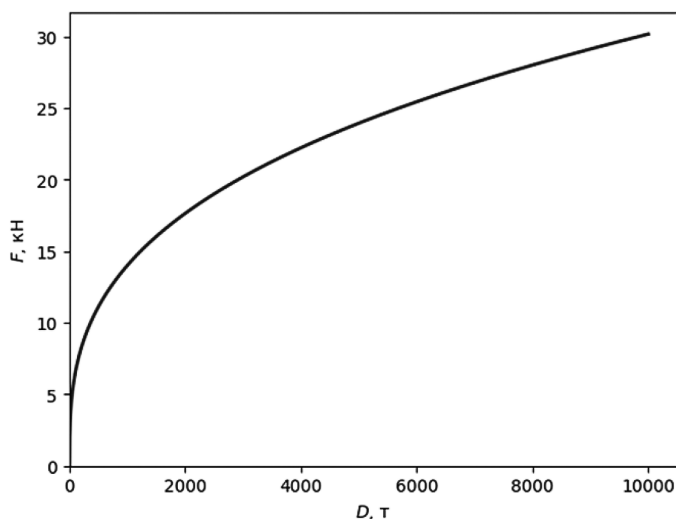


Рис. 6. Зависимость продольной составляющей гидродинамических сил от водоизмещения судна

Таким образом, для пр. RST54, максимальное водоизмещение которого на реке составляет 7880 т, продольная составляющая гидродинамических сил

$$F_{п.с} = 1,4\sqrt[3]{7880 \cdot 9,8} = 59,62 \text{ кН.}$$

или $F_{п.с} = 6,08$, тс.

При условии, что судно удерживается четырьмя захватными устройствами, каждое из них должно нести нагрузку в 1,5 тс. Требуемое усилие для удержания одним швартовым устройством должно составлять 1,5 тс. Для получения такой силы радиус одного сопла вакуумного захвата должен быть не менее

$$r_0 = \sqrt{\frac{59,62}{24 \cdot 4 \cdot 10^2 \pi}} \approx 0,044 \text{ м.}$$

¹ СП 101.13330.2023 «СНиП 2.06.07–87. Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения».

Соответственно можно сделать вывод о том, что предлагаемая концепция захватного устройства способна удерживать судно.

Следует отметить, что в зависимости от размеров судна может изменяться количество требуемых захватных устройств. Например, для самоходного наливного судна проекта Р-135, длина которого составляет 57,8 м, необходимо два захватных устройства. Максимальное водоизмещение данного судна составляет 580 т. Продольная составляющая гидродинамических сил в таком случае будет составлять воздействие в 24,99 кН или 2,55 тс и радиус в данном случае должен быть не менее

$$r_0 = \sqrt{\frac{24,99}{24 \cdot 2 \cdot 10^2 \pi}} \approx 0,041 \text{ м.}$$

Для сухогрузного контейнеровоза пр. 326.1, длина которого составляет 82 м, водоизмещение 2683 т потребуется три захватных устройства. Продольная составляющая гидродинамических сил в таком случае будет составлять воздействие в 41,63 кН или 4,25 тс. Радиус в этом случае должен быть не менее

$$r_0 = \sqrt{\frac{41,63}{24 \cdot 3 \cdot 10^2 \pi}} \approx 0,042 \text{ м.}$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что величина радиуса одного вакуумного присоса должна составлять около 0,045 м (45 мм).

Заключение (Conclusion)

В результате проведения натурного эксперимента установлено, что нормативное значение швартовного усилия существенно выше фактически полученного. При этом установлено, что рывковое усилие в ряде случаев превышало в несколько раз средневзвешенное значение. Данное явление обусловлено неравномерным движением плавучего рыма из-за его заклинивания вследствие возникновения силы трения покоя, возникающей между катковыми опорами и их направляющими.

Расчеты, полученные в результате исследования, подтверждают принципиальную возможность применения рассматриваемого технического решения вакуумного АШУ. При этом результаты расчета необходимого швартовного усилия вакуумного АШУ достоверны при условии его определения через продольную составляющую величины гидродинамической силы в соответствии с требованиями СП 101¹. Следует отметить, что в расчете не учитывается возможность бокового давления из-за воздействия ветровых нагрузок, что необходимо предусмотреть в процессе дальнейшей разработки данного устройства, как и возможность выхода из строя одного или нескольких сопель захватного устройства во время швартовки судна. Кроме того, представляется целесообразным, во избежание заклинивания АШУ, вместо опор качения предусмотреть опоры скольжения, а также рассмотреть возможность использования электропривода для осуществления перемещения устройства при изменении уровня воды в камере шлюза.

Благодарности

Статья выполнена в рамках научно-исследовательской работы по теме «Выполнение исследований для определения оптимального технического решения по автоматизации швартовных операций классических и беспилотных судов на судоходных шлюзах» (Приказ от 28.08.2023 № 908).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смоленцев С. В. Сетевые аспекты передачи данных из морского автономного надводного судна в центр дистанционного управления и обратно / С. В. Смоленцев, С. Ф. Шахнов, А. А. Буцанец // Электронные информационные системы. — 2024. — № 1(40). — С. 5–18. — EDN AWZQNZ.

¹ СП 101.13330.2023 «СНиП 2.06.07–87 «Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения».

2. Смоленцев С. В. Перечень оборудования и обзор протоколов передачи данных для автономных надводных судов / С. В. Смоленцев, С. Ф. Шахнов, А. А. Буцанец // Электронные информационные системы. — 2023. — № 4 (39). — С. 10–21.
3. Актуганов М. М. Реконструкция Павловского шлюза в рамках комплексной модернизации ГТС Камского бассейна / М. М. Актуганов // Гидротехника. — 2021. — № 3(64). — С. 8–10. — EDN GSWWKY.
4. АС № 1176014 А1 СССР, МПК E02B 3/22. Рым плавучий для швартовки судов: № 3722562: заявл. 05.04.1984; опубл. 30.08.1985 / В. А. Вознесенский, Н. Ф. Федоров; заяв. Ленинградское специальное конструкторское бюро «ЛЕНГИДРОСТАЛЬ». — EDN VZUUDW.
5. Буцанец А. А. Исследование проблемы построения автоматизированной системы управления для обеспечения безопасного пропуска безэкипажных судов через судоходные шлюзы / А. А. Буцанец, Н. М. Ксенофонтов, Т. А. Волкова // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 6. — С. 1115–1129. — DOI 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1115-1129. — EDN OQMZNO.
6. Гарибин П. А. Валидация швартовых тумб причалов АО «Троица» в порту «Чайка» (Северодвинск) с проведением натурного эксперимента / П. А. Гарибин, А. А. Буцанец, С. В. Егоров // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 1. — С. 84–96. — DOI 10.21821/2309-5180-2024-16-1-84-96. — EDN FROPWK.
7. Кузнецов, С. С. Обзор технических решений автошвартовых устройств на судоходных шлюзах / С. С. Кузнецов, Н. М. Ксенофонтов, А. А. Буцанец / Транспортное дело России. — 2024. — № 4. — С. 223–225.
8. Декельман Г. П. Обзор технических решений автошвартовых устройств на причальных сооружениях / Г. П. Декельман, А. А. Буцанец, К. В. Калюжный / Транспортное дело России. — 2024. — № 4. — С. 214–218.
9. Гапеев А. М. Системы питания судоходных шлюзов водой: моногр. / А. М. Гапеев, В. В. Кононов. — СПб.: ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова, 2013. — 268 с.
10. Разработка научно-обоснованных рекомендаций по установлению гидравлических режимов наполнения и опорожнения камер шлюзов № 1–8 ФБУ «Администрация «Волго-Балт» на основании натурных исследований условий стоянки судов в камерах шлюзов: отчет о НИР. / ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»; рук. Г. Г. Рябов. — СПб., 2022. — 250 с. № 121120700109-8.
11. Пат. 221649 РФ, МПК E02C 1/10, E02B 3/20, B63B 21/00. Швартовное устройство камеры шлюза / А. А. Буцанец, Н. М. Ксенофонтов, К. В. Калюжный; заяв. и патентообл. Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — № 2023125103; заявл. 29.09.2023; опубл. 15.11.2023, Бюл. № 32.

REFERENCES

1. Smolentsev S. V., Shakhnov S. F. and Butsanets A. A. “Network aspects of data transmission from a marine autonomous surface ship to the remote control center and back.” *Electronic information systems* 1(40) (2024): 5–18.
2. Smolentsev S. V., Shakhnov S. F. and Butsanets A. A. “A list of equipment and overview of data transmission protocols for autonomous surface vessels” *Electronic information systems* 4(39) (2023): 10–21.
3. Aktuganov M. M. “Reconstruction of the Pavlovsky lock as part of the rehabilitation of the Kama basin hydraulic engineering installations.” *Hydrotechnika* 3(64) (2021): 8–10.
4. Voznesenskij V. A. and Fedorov N. F. SU 1 176 014 A1, IPC E 02 B 3/24. Rym plavuchij dlya shvartovki sudov. USSR — Soviet Union. Publ. 30 August 1985.
5. Butsanets, A. A., N. M. Ksenofontov, and T. A. Volkova. “Studying the Problem of Constructing an Automated Control System to Ensure the Safe Passage of Unmanned Vessels through Shipping Locks.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.6 (2023): 1115–1129. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1115-1129.
6. Garibin, P. A., A. A. Butsanets, and S. V. Egorov. “Validation of JSC ‘Troitsa’ Berths Bollards in the ‘Chayka’ Port of Severodvinsk.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.1 (2024): 84–96. DOI 10.21821/2309-5180-2024-16-1-84-96.
7. Kuznetsov S. S., Ksenofontov N. M. and Butsanets A. A. “Overview of technical solutions for mooring devices on shipping locks.” *Transport business of Russia* 4 (2024): 223–225.
8. Dekelman G. P., Butsanets A. A. and Kalyuzhny K. V. “Overview of technical solutions for mooring devices at berthing facilities.” *Transport business of Russia* 4 (2024): 214–218.

9. Gapeev A. M., Kononov V. V. *Sistemy pitaniya sudohodnykh shlyuzov vodoj: monografiya*. SPb.: GUMRF imeni admirala S. O. Makarova, 2013.

10. Morgunov, K. P. "The emergence and development of a crack in the concrete of the abutment of the lower head of lock № 2 of the Volga-Baltic waterway." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.6 (2022): 849–861. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-6-849-861.

11. *Razrabotka nauchno-obosnovannykh rekomendacij po ustanovleniyu gidravlicheskih rezhimov napolneniya i oporozhneniya kamer shlyuzov №№ 1–8 FBU «Administraciya «Volgo-Balt» na osnovanii naturnyh issledovaniy uslovij stoyanki sudov v kamerah shlyuzov*. SPb.: FGBOU VO GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2022.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Буцанец Артем Александрович —

кандидат технических наук,
начальник отдела НТИ и ИС
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: butsanetsaa@gumrf.ru

Волкова Тамара Александровна —

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

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Butsanets, Artem A. —

PhD
Head of the Department
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg,
198035, Russian Federation
e-mail: butsanetsaa@gumrf.ru

Volkova, Tamara A. —

PhD
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg,
198035, Russian Federation
e-mail: volkovata@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 1 августа 2024 г.

Received: August 1, 2024

**DETERMINING THE MOST RATIONAL METHOD OF AUTOMOORING
VESSELS IN A NAVIGATION LOCK CHAMBER****N. M. Ksenofontov, G. P. Dekelman, E. Ye. Ol'khovik**Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The article presents the results of a study to determine the most rational method of automatic mooring of vessels in a navigation lock chamber. The relevance of the study is due to updated regulatory requirements in the field of designing the specified shipping hydraulic structures, the need to improve the efficiency and safety of navigation, including ensuring the passage of unmanned vessels, as well as the lack of ready-made technical solutions for their installation on the structures in question. To solve this problem, the authors of the study used the method of expert assessments, which allows taking into account the opinions and experience of specialists in the field of shipping, which ensures a more objective and reasonable choice of the most rational method of automatic mooring. As a method of expert assessment, taking into account the issues under consideration, the method of point assessments was chosen. For this purpose, during the study, a survey was conducted among the involved experts, during which each of them gave his intuitionistic assessment. In this study, vacuum, electromagnetic and lever-and-hinge devices are considered as methods of automatic mooring. The criteria considered include, among other things, the need to reconstruct the lock chamber, environmental friendliness, the ability to hold the vessel, the complexity of the device, and reliability indicators. As a result of collecting and processing the obtained data, it was found that the most preferable method of auto-mooring of vessels in the lock chamber is a vacuum device. The results obtained indicate the feasibility of developing and implementing vacuum auto-mooring devices on shipping hydraulic structures. The results of the study are of practical interest to specialists in the field of shipping and can be used in the design and reconstruction of navigation locks.

Keywords: navigation lock, mooring of a vessel, mooring device, auto-mooring devices, expert assessment method.

For citation:

Ksenofontov, Nikolay M., Grigory P. Dekelman, and Ekaterina Ye. Ol'khovik. "Determining the most rational method of automooring vessels in a navigation lock chamber." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 16.4 (2024): 646–655. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-646-655.

УДК 626.414: 626.422.3: 626.45: 620.192.63: 620.193.73**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЕЕ РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА
АВТОШВАРТОВКИ СУДОВ В КАМЕРЕ СУДОХОДНОГО ШЛЮЗА****Н. М. Ксенофонтов, Г. П. Декельман, Е. Е. Ольховик**ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

В статье приведены результаты исследования по определению наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере судоходного шлюза. Актуальность исследования обусловлена обновленными нормативными требованиями в области проектирования указанных судопропускных гидротехнических сооружений, необходимостью повышения эффективности и безопасности судоходства, в том числе обеспечения пропуска безэкипажных судов, а также отсутствием готовых технических решений для их установки на рассматриваемые сооружения. Для решения указанной задачи в работе использован метод экспертных оценок, позволяющий учесть мнение и опыт специалистов в области судоходства, что обеспечивает более объективный и обоснованный выбор наиболее рационального способа автошвартовки. В качестве метода экспертной оценки, с учетом рассматриваемой проблематики, выбран метод балльных оценок. Для этого в ходе исследования было проведено опросное анкетирование среди привлеченных экспертов, в ходе которого каждый из них дал свою интуитивистскую оценку. В данном ис-

следовании в качестве способов автошвартовки рассмотрены вакуумные, электромагнитные и рычажно-шарнирные устройства. В качестве критериев в том числе рассмотрены: необходимость реконструкции камеры шлюза, экологичность, возможность удержания судна, сложность устройства, а также показатели надежности. В результате сбора и обработки полученных данных установлено, что наиболее предпочтительным способом автошвартовки судов в камере шлюза является вакуумное устройство. Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности разработки и внедрения на судоходных гидротехнических сооружениях вакуумных автошвартовочных устройств. Результаты исследования представляют практический интерес для специалистов в области судоходства и могут быть использованы при проектировании и реконструкции судоходных шлюзов.

Ключевые слова: судоходный шлюз, швартовка судна, швартовное устройство, автошвартовочное устройство, экспертный метод.

Для цитирования:

Ксенофонтов Н. М. Определение наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере судоходного шлюза / Н. М. Ксенофонтов, Г. П. Декельман, Е. Е. Ольховик // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 646–655. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-646-655.

Введение (Introduction)

Швартовка судна в камере судоходного шлюза является одной из основных операций во время процесса шлюзования (судопропуска). Данная операция является одной из немногих, требующих непосредственного участия человека: членов экипажа судна или работников судопропускного сооружения. В настоящее время швартовка судов выполняется с помощью канатов за причальные тумбы, подвижные и неподвижные рымы, что помимо риска получения травм или увечий членами швартовных бригад, из-за нарушения техники безопасности, также является одним из ограничений работы безэкипажных судов на внутренних водных путях РФ. Среди способов решения указанной проблемы является оснащение судоходных шлюзов автошвартовочными устройствами (далее — АШУ), позволяющими в автоматическом или автоматизированном режиме выполнять швартовку судов, тем самым также давая возможность увеличить скорость судопропуска.

Кроме того, следует отметить, что необходимость оснащения вновь проектируемых и реконструируемых шлюзов АШУ указана в стандарте СП 101.13330.2023 «СНиП 2.06.07–87 Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения». При этом готовое техническое решение АШУ отсутствует и ни на одном из 108 эксплуатируемых судоходных шлюзов, расположенных на внутренних водных путях РФ, АШУ не установлено. Также установка АШУ не предусмотрена проектом на реконструируемом шлюзе № 15 Городецкого гидроузла и на строящемся Багаевском гидроузле.

Исследования в области разработки АШУ активно велись в СССР в период с 1970-х по 1980-е гг. В частности, под руководством В. Л. Шведова были разработаны вакуумные АШУ на основе плавучего рыма, которые успешно прошли натурные испытания, выполненные на Волховском шлюзе, шлюзах Волго-Балтийского водного пути и Волго-Донского судоходного канала [1]–[3]. Однако, несмотря на положительные результаты испытаний, дальнейшего развития они не получили.

За рубежом работы по созданию рассматриваемых устройств ведутся примерно с 2004 г. В частности, группой компаний Savotес разработано вакуумное АШУ, которое в настоящее время эксплуатируется на судоходных шлюзах, расположенных на морском пути Святого Лаврентия в Канаде и США [4], [5]. При этом дальнейшего внедрения данных устройств на других судоходных шлюзах, эксплуатируемых в указанных странах, не последовало, что, в частности, в исследовании [6] объясняется отличием состава шлюзуемого флота. В исследованиях [7]–[9] установлено, что из предлагаемых различных способов автошвартовки в практике на данный момент нашли применение вакуумные и электромагнитные АШУ, а также рычажно-шарнирные устройства. Следует отметить, что для причальных сооружений в большинстве случаев рассматриваются первые два из указанных способов автошвартовки [10]. Эти же способы приведены и в ранее указанном СП 101.13330.2023 в части требований к проектированию швартовочных устройств шлюзов.

Одним из выявленных недостатков приведенных ранее результатов исследований в рассматриваемой области служит отсутствие сравнительной оценки способов автошвартовки судов в камере шлюза с учетом различных факторов с обоснованием выбора наиболее рационального. В ходе поиска и анализа научных публикаций было установлено, что в отношении шлюзов подобный анализ был выполнен лишь в исследовании В. П. Бутина [11]. В настоящей работе предлагается дополнить и уточнить некоторые положения методики автошвартовки судов, рассмотренной в работе [11].

С учетом ранее изложенного целью настоящего исследования является определение наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере шлюза с помощью метода экспертного оценивания.

Методы и материалы (Methods and Materials)

В качестве способов автошвартовки в настоящем исследовании рассмотрены следующие.

Способ 1. *Использование вакуумных устройств.* Реализация данного способа основана на создании вакуума. Устройство использует одну или несколько вакуумных подушек для соединения с корпусом судна. Вакуумные подушки соединены с рычагом, который перемещает подушку в требуемую точку соединения. Данный способ автошвартовки является самым распространенным. Вакуумными АШУ оснащено большое количество морских причальных сооружений. Также данные устройства уже эксплуатируются на шлюзах, расположенных на морском пути Святого Лаврентия в Канаде и США.

Способ 2. *Использование электромагнитных устройств.* В электромагнитном АШУ для соединения с корпусом судна используются магнитные подушки (группа электромагнитов), также соединенные с рычагом, обеспечивающим их перемещение в заданную точку. Удержание судна в этом случае происходит за счет создания магнитного поля. Несмотря на более простую реализацию, по сравнению с вакуумными, устройства данного типа применяется намного реже.

Способ 3. *Использование шарнирно-рычажных устройств.* Шарнирно-рычажное устройство представляет собой механическую систему в виде роботизированного шарнирного манипулятора. Данное устройство для швартовки судна использует *роботизированную руку*, оснащенную запирающим устройством. В зависимости от конструкции это устройство может быть установлено как на стенке камеры шлюза, так и непосредственно на судне. Следует отметить, что известен только один случай использования данного устройства, установленного на носовой и кормовой частях автономного контейнеровоза Yara Birkeland [12], [13]. Радиус действия манипулятора составляет 21 м. Данное АШУ разработано компанией MacGregor.

Оценивание выбранных способов автошвартовки представляется наиболее целесообразным осуществить с помощью экспертной оценки путем получения индивидуального мнения членов экспертной группы. В качестве метода экспертной оценки, с учетом рассматриваемой проблематики, выбран *метод балльных оценок*. В рамках настоящего исследования выбранный метод характеризуется следующими признаками:

- форма участия — заочная;
- количество итераций — одношаговая;
- решаемая задача — оценивание вариантов;
- тип ответа — абсолютная / относительная шкалы;
- способ обработки мнений экспертов — аналитический;
- количество привлекаемых экспертов — 10 человек.

Для экспертизы привлечены лица, обладающие знаниями в рассматриваемой области исследования и способные высказать аргументированное мнение по исследуемому вопросу. К ним относятся сотрудники проектных и научно-исследовательских организаций, а также специалисты организаций, эксплуатирующих судоходные гидротехнические сооружения (СГТС). Для проведения опроса подготовлены информационные материалы и бланки анкет, которые были разосланы экспертам.

Для выполнения экспертной оценки выбраны наиболее значимые, по мнению авторов исследования, критерии, перечень которых с необходимыми пояснениями приведен в табл. 1. Выбор критериев выполнен с учетом имеющегося опыта эксплуатации судопропускных сооружений, а также сведений, представленных в научных публикациях и технической литературе.

Таблица 1

Критерии оценки способов автошвартовки судов

Номер критерия	Наименование критерия	Краткое описание критерия
1	2	3
Критерий 1	Возможность швартовки судов из композиционных материалов	Критерий оценивает способность автошвартовного устройства обеспечивать безопасную и надежную швартовку судов, изготовленных из композиционных материалов. Ожидается, что в ближайшее время доля таких судов будет расти. При этом они могут иметь специфические требования к швартовке из-за своих уникальных характеристик
Критерий 2	Возможность удержания судна	Критерий оценивает способность автошвартовного устройства удерживать швартуемое судно во время наполнения и опорожнения камеры шлюза, а также при воздействии бокового ветра
Критерий 3	Необходимость дооборудования судна	Критерий оценивает необходимость установки дополнительных элементов или оборудования на швартуемом судне для использования автошвартовного устройства (например, установка дополнительных элементов подкрепления корпуса судна, приспособлений, установка специальных датчиков, систем управления или других компонентов)
Критерий 4	Необходимость реконструкции камеры шлюза	Критерий оценивает потребность реконструкции камеры шлюза для установки и использования автошвартовного устройства (например, установка закладных частей, устройство проемов и ниш, установка дополнительного оборудования или другие изменения)
Критерий 5	Экологичность	Критерий оценивает влияние использования автошвартовного устройства на окружающую среду (например, энергопотребление, выбросы вредных веществ, шум и другие экологические факторы)
Критерий 6	Конструктивная сложность устройства	Критерий оценивает сложность конструкции автошвартовного устройства, которая оказывает влияние на стоимость его изготовления и монтажа, а также удобство технического обслуживания и ремонта в процессе эксплуатации
Критерий 7	Безопасность швартовных операций	Критерий оценивает способность автошвартовного устройства обеспечивать безопасность швартовных операций (например, возможность надежного удержания судна, снижения риска травматизма среди членов экипажа и работников шлюзов, а также другие аспекты безопасности)
Критерий 8	Безотказность	Критерий оценивает вероятность отказа автошвартовного устройства и возможность сохранения им своих функциональных возможностей во время эксплуатации
Критерий 9	Ремонтопригодность	Критерий оценивает возможность ремонта автошвартовного устройства в случае его отказа во время эксплуатации
Критерий 10	Долговечность	Критерий оценивает ожидаемый срок службы (ресурс) автошвартовного устройства до момента его замены

Определение наиболее рационального способа автошвартовки выполнено в форме статистического анализа результата экспертизы в табличной и графической форме.

Результаты (Results)

Сведения о привлеченных экспертах к проведению опроса приведены в табл. 2. На рис. 1 приведена диаграмма выбора способа автошвартовки судов с учетом рассматриваемых критериев. Результаты определения веса критериев представлены в табл. 3, их визуализация — на рис. 2. В ходе сбора и обработки мнений экспертов установлено, что наиболее значимыми критериями из рас-

смаатриваемых являются возможность торможения судна и необходимость реконструкции камеры шлюза, а наименее значимыми — сложность устройства и экологичность.

Таблица 2

Сведения об экспертах, привлеченных к проведению опроса

Порядковый номер эксперта	Должность	Ученая степень	Стаж работы
Э1	Заместитель начальника отдела механического оборудования	—	Более 30 лет
Э2	Заместитель начальника службы — начальник отдела механического оборудования	—	15 лет
Э3	Главный специалист отдела гидротехнических сооружений и энергетики	—	21 год
Э4	Профессор	Д-р техн. наук	Более 30 лет
Э5	Главный конструктор	—	Более 30 лет
Э6	Начальник испытательного центра	Канд. техн. наук	19 лет
Э7	Главный инженер-конструктор	—	20 лет
Э8	Главный механик	—	24 года
Э9	Доцент	Канд. техн. наук	10 лет
Э10	Заведующий научно-исследовательской лабораторией	Канд. техн. наук	14 лет

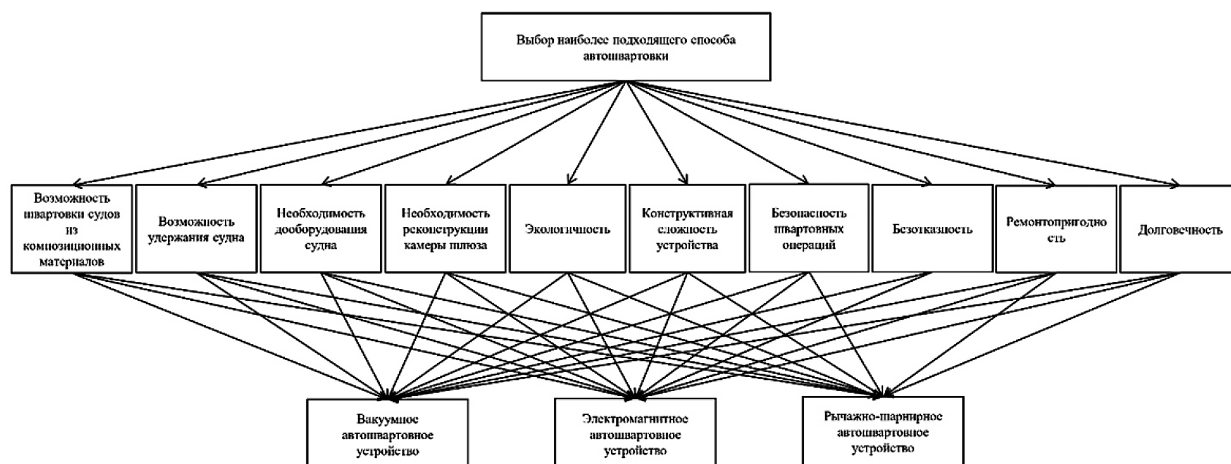


Рис. 1. Обобщенная иерархическая структура критериев и альтернатив для выбора наиболее подходящего способа автошвартовки

Таблица 3

Расчет веса критериев

Наименование критерия	Назначенные веса критериев экспертами, %										Среднее значение	
	Э1	Э2	Э3	Э4	Э5	Э6	Э7	Э8	Э9	Э10	%	в долях
Возможность швартовки судов из композиционных материалов	5	5	5	5	5	5	7	2	5	10	5,4	0,054
Возможность торможения судна	25	15	15	15	20	10	15	40	40	15	21,0	0,210
Необходимость дооборудования судна	0	0	0	10	15	20	15	5	25	5	9,5	0,095
Необходимость реконструкции камеры шлюза	25	10	15	30	20	20	15	5	10	15	16,5	0,165
Экологичность	0	5	0	5	5	5	5	3	2	5	3,5	0,035
Сложность устройства	0	5	5	0	0	10	7	5	2	10	4,4	0,044
Безопасность швартовочных операций	0	10	15	20	15	10	10	10	2	10	10,2	0,102
Безотказность	0	20	15	10	5	10	9	20	5	10	10,4	0,104
Ремонтопригодность	0	10	15	2	10	10	10	5	7	10	7,9	0,079
Долговечность	20	20	15	3	5	5	7	5	2	10	9,2	0,092

Примечания: 1. Каждому критерию присваивается вес, который отражает его важность относительно других критериев.
2. Веса могут быть выражены в числах от 0 до 100 %, где 100 % означает максимальную важность, 0 — отсутствие важности.
3. Сумма всех весов должна быть равна 100 %.

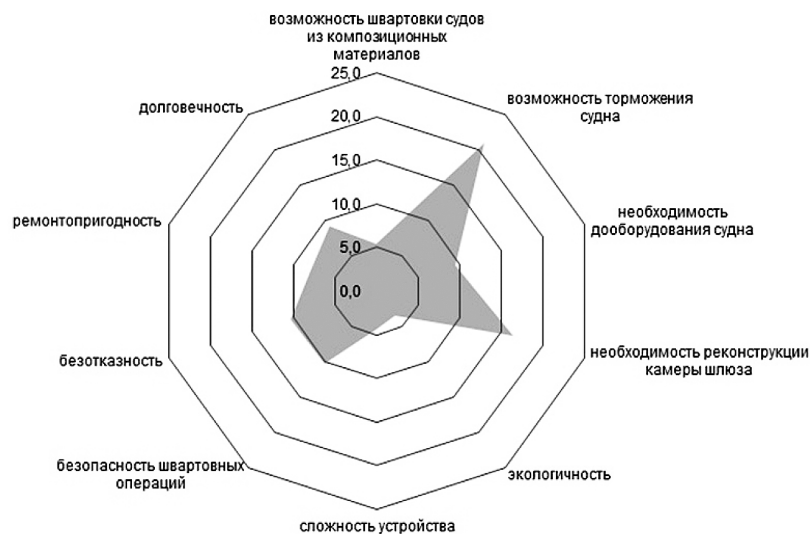


Рис. 2. Визуализация веса критериев для выбора наиболее рационального способа автошвартовки, %

Обобщенные результаты опроса экспертов об оценке рассматриваемых способов автошвартовки представлены в табл. 4 и 5. В результате обработки полученных данных с учетом имеющихся весов критериев установлено, что наиболее рациональным способом автошвартовки является использование вакуумных устройств.

Таблица 4

Результаты суммарной балльной оценки способов автошвартовки

Наименование критерия	Усредненная оценка мнений экспертов согласно рассматриваемым способам автошвартовки		
	вакуумное АШУ	электромагнитное АШУ	рычажно-шарнирное АШУ
Возможность торможения судна	4,3	4,1	3,7
Необходимость реконструкции камеры шлюза	3,5	3,5	3,7
Безотказность	3,8	4,1	3,4
Безопасность швартовных операций	4,4	3,4	3,5
Необходимость дооборудования судна	3,7	3,4	3,8
Долговечность	3,9	4,2	4,0
Ремонтопригодность	3,6	3,9	4,1
Возможность швартовки судов из композиционных материалов	4,5	1,4	4,1
Сложность устройства	3,9	3,9	2,9
Экологичность	3,9	4,0	3,7

Примечание. В контексте 5-балльной системы оценивания анализируемых решений, каждое из них оценивается по шкале от 1 до 5, где 1 — абсолютно не подходит; 2 — скорее, не подходит; 3 — нейтрально; 4 — скорее, подходит; 5 — абсолютно подходит.

Таблица 5

Результаты определения наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере шлюза с учетом веса критериев

Наименование критерия	Вес критерия	Балльная оценка экспертов по рассматриваемым способам автошвартовки		
		вакуумное АШУ	электромагнитное АШУ	рычажно-шарнирное АШУ
Возможность швартовки судов из композиционных материалов	0,054	0,2430	0,0756	0,2214
Возможность торможения судна	0,210	0,9030	0,8610	0,777

Таблица 5
(Окончание)

Необходимость дооборудования судна	0,095	0,3515	0,3230	0,361
Необходимость реконструкции камеры шлюза	0,165	0,5775	0,5775	0,6105
Экологичность	0,035	0,1365	0,1400	0,1295
Сложность устройства	0,044	0,1716	0,1716	0,1276
Безопасность швартовных операций	0,102	0,4488	0,3468	0,3570
Безотказность	0,104	0,3952	0,4264	0,3536
Ремонтопригодность	0,079	0,2844	0,3081	0,3239
Долговечность	0,092	0,3588	0,3864	0,3680
Сумма баллов		3,87	3,62	3,63

Обсуждение (Discussion)

Полученные результаты экспертной оценки свидетельствуют о том, что наиболее предпочтительным способом автошвартовки является применение вакуумных устройств. Полученный результат в целом согласуется с результатами исследования [11], а также совпадает с результатами аналогичных исследований, проведенных для причальных морских сооружений [14], [15].

При этом следует отметить, что по мнению автора работы [16], наиболее целесообразным является использование электромагнитных АШУ. В качестве основных преимуществ данного типа устройств автором указанной работы отмечается простота конструкции, малые габариты всей установки, большой период между техническим обслуживанием и нетрудоемкий сервис, большая сила притяжения на единицу поверхности, высокая точность базирования благодаря жесткости сердечника, быстрота примагничивания к поверхности, а также более длительный период эксплуатации благодаря долговечности конструкции. В качестве отрицательных сторон помимо отсутствия возможности швартовки судов с корпусами, изготовленными из неферромагнитных материалов, автором работы [16] указывается нагрев катушки.

В качестве дополнительных недостатков электромагнитного способа швартовки следует отметить потерю удерживающей способности устройства при внезапном отключении электроэнергии. Помимо этого существует вероятность налипания посторонних металлических предметов на магнитные подушки в процессе швартовки, возникновения остаточной намагниченности на участках контакта корпуса судна с подушками, воздействия магнитного поля на системы управления судном, а также вероятность деформации корпуса судна, в том числе с возможностью отрыва тонкостенной обшивки от набора.

Кроме того, следует отметить, что все реализованные вакуумные АШУ, а также предлагаемые конструкции электромагнитных АШУ работают в надводном положении, что увеличивает их ресурс за счет минимизации воздействия на них коррозионно-активной среды, а также попадания посторонних предметов между захватным устройством и корпусом судна при швартовке. При этом состав шлюзуемого флота на внутренних водных путях РФ достаточно разнообразен, и высота надводного борта может быть меньше требуемой для осуществления захвата. На рис. 3, в качестве примера приведено процентное соотношение судов по величине надводного борта, прошедших через шлюз № 5 ФБУ «Волго-Балт» в навигацию 2023 г. В представленных на рис. 3 данных не учтено наличие привального бруса, который также ограничивает полезную площадь захвата как для вакуумных, так и для электромагнитных АШУ, а также из-за отсутствия необходимых сведений не учтена высота надводного борта прошлюзованных несамоходных барж. Кроме того, необходимо обратить внимание, что в судопропуске участвуют суда, по бортам которых дополнительно установлены (вывешены) различные амортизирующие устройства.

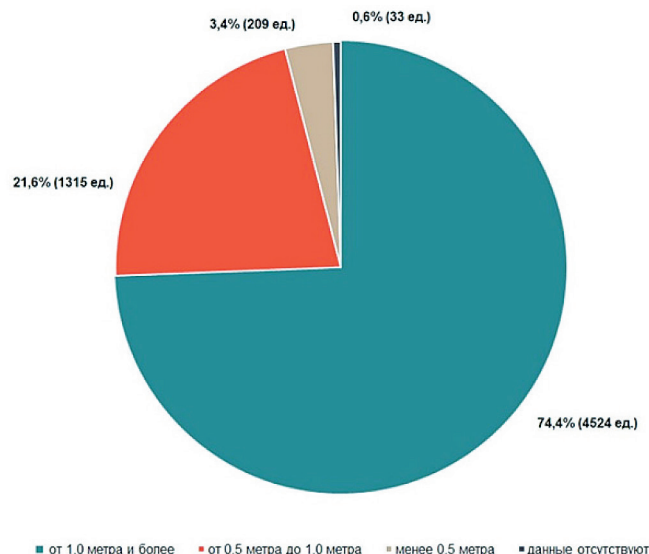


Рис. 3. Соотношение судов, прошедших через шлюз № 5
ФБУ «Администрация «Волго-Балт» в 2023 г., по высоте надводного борта

Представляется, что с течением времени, по мере накопления опыта эксплуатации и доработки устройств, часть негативных факторов в каждом из рассматриваемых вариантов будет исключена или минимизирована.

Заключение (Conclusion)

Определение наиболее рационального способа автошвартовки судов в камере судоходного шлюза является начальным этапом внедрения автошвартовных устройств на указанных сооружениях.

В качестве способов автошвартовки были рассмотрены вакуумные, электромагнитные и рычажно-шарнирные устройства. Каждый из этих способов автошвартовки имеет свои достоинства и недостатки. Для исключения субъективной оценки определение наиболее предпочтительного способа автошвартовки выполнено с помощью проведения экспертной оценки, осуществляемой на соответствие разработанным наиболее значимым критериям.

В результате проведения исследования установлено, что наиболее предпочтительным способом автошвартовки судов в камере судоходного шлюза является использование вакуумных устройств.

Следующим этапом исследования должна явиться разработка технического решения с последующим созданием макетного образца вакуумного автошвартовного устройства с последующим его испытанием. При разработке технического решения необходимо учесть и минимизировать имеющиеся недостатки выбранного способа автошвартовки.

Благодарности (Acknowledgements)

Данная статья подготовлена в рамках научно-исследовательской работы по теме «Выполнение исследований для определения оптимального технического решения по автоматизации швартовных операций классических и беспилотных судов на судоходных шлюзах» (Приказ от 28.08.2023 № 908). Авторы выражают искреннюю благодарность экспертам, принявшим участие в настоящем исследовании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экспериментальное исследование опытного образца автоматических швартовых устройств на одном из шлюзов Северо-Западного бассейна: отчет о НИР (заключительный) / В. Л. Шведов. — Л.: ЛИВТ, 1975. — 36 с.

2. Натурные испытания автоматических швартовых устройств на причалах шлюзов ВБВП им. В. И. Ленина и лабораторные исследования модели устройства для камер шлюзов: отчет о НИР / Шведов В. Л. — Л.: ЛИВТ, 1978. — 39 с.
3. Натурные испытания автоматического швартовного устройства АШУ-2 на шлюзе № 1 ВБВП им. В. И. Ленина: отчет о НИР (заключительный) / В. Л. Шведов. — Л.: ЛИВТ, 1981. — 25 с.
4. *Perlman D.* St. Lawrence Seaway: Overview of Safety, Efficiency, Operational, and Environmental Issues: discussion paper / D. Perlman, J. Stanford, E. Wallischeck. — Cambridge, MA: U. S. Department of Transportation, 2017. — 42 p.
5. *William R. Miles P. E.* Navigation improvements for the Welland canal / P. E. William R. Miles // *PIANC-World Congress Panama City, Panama 2018*. 2018.
6. *Williams L. M.* Hands-free mooring for inland USACE Locks, Phase I: technical screening / L. M. Williams, J. D. Cheek, E. A. Hammack, M. M. Johnston, R. E. Smith. — 2023.
7. *Jørgensen U.* Automated Mooring Systems / U. Jørgensen, O. E. Mørkrid, P. R. Bellingmo // *22nd Conference on Computer Applications and Information Technology in the Maritime Industries COMPIT'23*. — 2023.
8. Кузнецов С. С. Обзор технических решений автошвартовых устройств на судоходных шлюзах / С. С. Кузнецов, Н. М. Ксенофонов, А. А. Буцанец // *Транспортное дело России*. — 2024. — № 4. — С. 223–225.
9. Буцанец А. А. Исследование проблемы построения автоматизированной системы управления для обеспечения безопасного пропуска безэкипажных судов через судоходные шлюзы / А. А. Буцанец, Н. М. Ксенофонов, Т. А. Волкова // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2023. — Т. 15. — № 6. — С. 1115–1129. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1115-1129.
10. Декельман Г. П. Обзор технических решений автошвартовых устройств на причальных сооружениях / Г. П. Декельман, А. А. Буцанец, К. В. Калужный // *Транспортное дело России*. — 2024. — № 4. — С. 214–218.
11. Бутин В. П. Автоматизация швартовки судов при их шлюзовании / В. П. Бутин // *Журнал университета водных коммуникаций*. — 2010. — № 3. — С. 31а–42.
12. Automatic mooring: Technical gap analysis. Report № : OC2022 A-093-Unrestricted. — Norway: SINTEF Ocean AS, 2022. — 23 p.
13. MacGregor [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://www.macgregor.com/globalassets/tts/product-sheets/auto-mooring_4page.pdf (дата обращения: 05.02.2024).
14. Kuzu A. C. Analytic comparison of different mooring systems / A. C. Kuzu, Ö. Arslan // *Global Perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport*. — 2017. — Pp. 265–274.
15. Nazligul Y. E. Comparison of automated mooring systems against existing mooring systems by using the IF-TOPSIS method / Y. E. Nazligul, D. Yazir // *Ocean Engineering*. — 2023. — Vol. 285. — Pp. 115269. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115269.
16. Заслонов В. В. К вопросу о применении существующих конструкций автоматизированных швартовых устройств в автономном судовождении / В. В. Заслонов // *Морские интеллектуальные технологии*. — 2024. — № 1–1 (63). — С. 251–258. DOI: 10.37220/MIT.2024.63.1.030.

REFERENCES

1. Eksperimental'noe issledovanie opytnogo obraztsa avtomaticheskikh shvartovykh ustroystv na odnom iz shlyuzov Severo-Zapadnogo basseina. Scientific report. L.: LIVT, 1975.
2. Naturnye ispytaniya avtomaticheskikh shvartovykh ustroystv na prichalakh shlyuzov VBVP im. V. I. Lenina i laboratornye issledovaniya modeli ustroystva dlya kamer shlyuzov. Scientific report. L.: LIVT, 1978.
3. Naturnye ispytaniya avtomaticheskogo shvartovnogo ustroystva AShU-2 na shlyuze № 1 VBVP im. V. I. Lenina. Scientific report. L.: LIVT, 1981.
4. Perlman, David, Joseph Stanford, and Eric Wallischeck. *St. Lawrence Seaway: Overview of Safety, Efficiency, Operational, and Environmental Issues: discussion paper*. Cambridge, MA: U. S. Department of Transportation, 2017.
5. William R. Miles, P.E. "Navigation improvements for the Welland canal." *PIANC-World Congress Panama City, Panama 2018*. 2018.
6. Williams, Locke M., J. D. Cheek, E. A. Hammack, M. M. Johnston, and R. E. Smith. "Hands-free mooring for inland USACE Locks, Phase I: technical screening." (2023).

7. Jørgensen, Ulrik, Odd Erik Mørkrid, and Pauline Røstum Bellingmo. “Automated Mooring Systems.” *22nd Conference on Computer Applications and Information Technology in the Maritime Industries COMPIT’23*. 2023.

8. Kuznetsov, S., N. Ksenofontov, and A. Butsanets. “Overview of technical solutions for mooring devices on shipping locks.” *Transport business of Russia* 4 (2024): 223–225.

9. Butsanets, Artem A., Nikolay M. Ksenofontov, and Tamara A. Volkova. “Studying the problem of constructing an automated control system to ensure the safe passage of unmanned vessels through shipping locks.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.6 (2023): 1115–1129. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-6-1115-1129.

10. Dekelman, G., A. Butsanets, and K. Kalyuzhny. “Overview of technical solutions for mooring devices at berthing facilities.” *Transport business of Russia* 4 (2024): 214–218.

11. Butin, V. P. “Automation of the mooring of ships during their locking through.” *Zhurnal universiteta vodnykh kommunikatsii* 3 (2010): 31a-42.

12. Automatic mooring: Technical gap analysis. Report № : OC2022 A-093-Unrestricted. Norway: SINTEF Ocean AS, 2022.

13. MacGregor. Web. 5 Feb. 2024 <https://www.macgregor.com/globalassets/tts/product-sheets/auto-mooring_4page.pdf>.

14. Kuzu, Ali Cem, and Özcan Arslan. “Analytic comparison of different mooring systems.” *Global Perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport*. 2017. 265–274.

15. Nazligul, Yunus Emre, and Devran Yazir. “Comparison of automated mooring systems against existing mooring systems by using the IF-TOPSIS method.” *Ocean Engineering* 285 (2023): 115269. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2023.115269.

16. ZaslonoV, V. V. “To the question of using existing design automated mooring devices in autonomous navigation.” *Marine Intellectual Technologies* 1–1(63) (2024): 251–258. DOI: 10.37220/MIT.2024.63.1.030.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ксенофонт Николай Михайлович —

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

Декельман Григорий Павлович — инженер

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: grishadekelvan@gamil.com

Ольховик Екатерина Евгеньевна — инженер

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: uid@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Ksenofontov, Nikolay M. —

PhD
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ksenofontovnm@gumrf.ru

Dekelman, Grigory P. — Engineer

Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: grishadekelvan@gamil.com

Ol'khovik, Ekaterina Ye. — Engineer

Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: uid@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 августа 2024 г.

Received: August 15, 2024.

Научное периодическое издание

Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова

Том 16. № 4

2024 год

Выпускающий редактор *Н. А. Карамзина*
Дизайн и верстка *М. Н. Евсюткина*

Подписано в печать с оригинал-макета 30.08.24. Формат 60×90/8
Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 22,25. Тираж 500 экз. Заказ № 499/24

Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова
198035, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7