



Kostyantyn S.  
Trunin  
Трунин  
Константин  
Станиславович

УДК 629.5.028.3:004.942

## DESIGNING OF DECK CABLE WINCHES OF MARINE TETHERED SYSTEMS WITH FLEXIBLE LINKS BY USING MATHEMATICAL MODELS DYNAMIC'S DESCRIPTION

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВЫХ ПАЛУБНЫХ ЛЕБЁДОК МОРСКИХ  
ПРИВЯЗНЫХ СИСТЕМ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ С ПРИМЕНЕНИЕМ  
МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОПИСАНИЯ ИХ ДИНАМИКИ

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2020.1\(13\).1](https://doi.org/10.15589/smi2020.1(13).1)

Kostyantyn S. Trunin

Трунин Константин Станиславович, канд. техн. наук, доц.  
trunin.konstantin.stanislav@gmail.com  
ORCID: 0000-0001-6345-6257

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv*

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

**Abstract.** All shipboard design decking machinery (ShDDM) and carrier based cable winches (CBCW) are operated under the conditions of dynamic effects, which source can be: power drive actions; effects associated with quenching of the vessel or energy moves it to a suitable object; shock impact weight water; kinematic excitations of vessel movements and associated facilities (cargo underwater or towed vehicles) in rough seas. In recent years there has been a design CBCW their tendency to increase the power of engine and increased tool elements (TE) and other parts. This, in turn, led to an increase in level of loads and frequency of application.

In this regard, increased requirements for strength calculations, which are more and more complicated, because it arises the need to consider many factors affecting the design of machines and mechanisms, namely, operation modes, the mechanical properties of the material, production's requirements, loading conditions and operation, and many other factors.

Experimental (full-scale) tests of ShDDM to research loads acting on them TE are preferable, despite their complexity and laboriousness. However, such experiments are very expensive and require a great efforts on their organization, preparation and conduct.

Analysis of design problems in creating MTSs e.g. UTS and UTeS indicates that a significant complexity and theoretical research intensity calculations become heavy of FL of MTSs, strength and reliability of their elements. In this connection, problems arise modeling the functioning of the MTS with FL in quasi-stationary modes of operation, mathematical models describing the dynamics of FL of MTS and MTS with FL, creating complex computer modeling of dynamic quasi-stationary and dynamics modes of operation. One of this technical problems in creating ShDDM – it is a rational choice design loads. The solution of this problem of the PSD will create a highly reliability, more cost-effective to use the powerplant of vessel and the volumes of shipboard spaces in which they are established.

The problems and theoretical basis of designing of ship carrier-based machinery (SCBM) were considered in the paper. SCBM are elements of Marine lash system (MLS) with flexible links (FL). Methods of perfection their designing on the basis of used mathematical (MM) and computer (CM) models of MLS with FL dynamics are considered also. The underwater tow system (UTS) illustrated as a part of MLS with FL. MM and CM were worked out used for perfection of designing SCBM and MLS with FL. They are offered to designers and designer-development engineers.

**Key words:** ship carrier-based machinery (SCBM); Marine tethered system (MTS); flexible links (FL); underwater towed system (UTS); designing; perfection of designing; mathematical (MM) model of MTS with FL dynamics description.

**Анотація.** Усі суднові палубні механізми (СПМ), у тому числі й палубні кабельні лебідки, експлуатуються в умовах динамічних впливів, джерелом яких можуть бути силові дії приводу; впливи, пов'язані з гасінням енергії судна, яке переміщується, або об'єкта, який до нього підходить; ударні впливи, мас води; кінематичні збудження від переміщень судна та зв'язаного з ним об'єкта на хвилюванні (вантажу, підводного чи апарата, який буксирується). Останніми роками в проектуванні таких лебідок намітилася тенденція збільшення потужності двигунів і швидкостей руху їх робочого органу (РО) та інших деталей. Це, у свою чергу, призвело до збільшення рівня на-

вантажень і частоти їх прикладення.

У зв'язку з цим зросли вимоги до їх розрахунків на міцність, які все більше ускладнюються, оскільки виникає необхідність урахування великої кількості факторів, що впливають на конструкцію судових машин і механізмів, тобто режимів роботи, механічних властивостей матеріалу, технологічних вимог, умов навантаження й експлуатації та багатьох інших факторів.

Експериментальні (натурні) випробування СПМ з дослідження навантажень, які діють на їх РО, є найкращими, незважаючи на всю їх складність і трудомісткість. Однак такі експерименти є доволі витратними й потребують великих зусиль з їх організації, підготовки та проведення.

Аналіз проектних завдань під час створення морських прив'язних систем (МПС), наприклад, підводних прив'язних систем (ППС) і буксированих прив'язних систем (ПБС), виявляє, що значну теоретичну складність і наукоємність отримують розрахунки гнучких зв'язків (ГЗ) МПС, їх міцності й надійності. У зв'язку з цим виникають завдання розроблення моделей функціонування МПС з ГЗ у квазістационарних режимах роботи, математичних моделей опису динаміки ГЗ МПС та МПС з ГЗ, створення комплексу для комп'ютерного моделювання квазістационарних і динамічних режимів роботи МПС. Одна з технічних проблем під час створення СПМ – це раціональний вибір розрахункових навантажень на їх РО під час проектування. Вирішення цієї проблеми дасть можливість створювати СПМ високої надійності, більш рентабельно використовувати енергетичну установку судна, а також об'єми судових приміщень, у яких вони встановлюються.

У дослідженні розглянуто проблеми й теоретичні основи проектування СПМ як елементів МПС з ГЗ, а також методи вдосконалення їх проектування на основі застосування математичної (ММ) і комп'ютерної моделей (КМ) опису динаміки ГЗ МПС і МПС з ГЗ на прикладі ПБС. Надано рекомендації для проєктантів-розробників, як використовувати ці методи.

**Ключові слова:** судовий палубний механізм (СПМ), морська прив'язна система (МПС), гнучкий зв'язок (ГЗ), підводна буксирована система (ПБС), проектування, удосконалення проектування, математична модель (ММ) опису динаміки МПС з ГЗ.

**Аннотація.** Все судовые палубные механизмы (СПМ), в том числе и судовые кабельные лебёдки, эксплуатируются в условиях динамических воздействий, источником которых могут быть силовые воздействия привода; воздействия, связанные с гашением энергии перемещавшегося судна или подходящего к нему объекта; ударные воздействия масс воды; кинематические возбуждения от перемещений судна и связанного с ним объекта (груза, подводного или буксируемого аппарата) на волнении. В последние годы в проектировании таких лебёдок наметилась тенденция повышения мощности и увеличения скоростей движения их рабочего органа (РО) и др. деталей. Это, в свою очередь, привело к повышению уровня нагрузок и частоты их приложения.

В связи с этим возросли требования к прочностным расчётам, которые всё более усложняются, т.к. возникает необходимость учёта многих факторов, влияющих на конструкцию судовых машин и механизмов, а именно: режимов работы, механических свойств материала, технологических требований, условий нагружения и эксплуатации и многих других факторов.

Экспериментальные (натурные) испытания СПМ по исследованию нагрузок, действующих на их РО, являются предпочтительными, несмотря на всю их сложность и трудоемкость. Однако такие эксперименты являются весьма затратными и требуют огромных усилий по их организации, подготовке и проведению.

Анализ проектных задач при создании МПС, например, ППС и ПБС, показывает, что значительную теоретическую сложность и наукоёмкость приобретают расчёты ГС МПС, их прочности и надёжности. В связи с этим возникают задачи разработки моделей функционирования МПС с ГС в квазистационарных режимах работы, математических моделей описания динамики ГС МПС и МПС с ГС, создания комплекса для компьютерного моделирования квазистационарных и динамических режимов работы МПС. Одна из технических проблем при создании СПМ – это рациональный выбор расчётных нагрузок на их РО при проектировании. Решение данного вопроса позволит создать СПМ высокой надёжности, более рентабельно использовать энергетическую установку судна, а также объёмы судовых помещений, в которых они устанавливаются.

В исследовании рассмотрены проблемы и теоретические основы проектирования СПМ как элементов МПС с ГС, а также методы совершенствования их проектирования на основе применения математической и компьютерной моделей описания динамики ГС МПС и МПС с ГС на примере ПБС. Предложены рекомендации для проєктантов-разработчиков, как использовать данные методы.

**Ключевые слова:** судовой палубный механизм (СПМ); морская привязная система (МПС); гибкая связь (ГС); подводная буксированная система (ПБС); проектирование; совершенствование проектирования; математическая модель (ММ) описания динамики МПС с ГС.

## References

- [1] Blintsov, V.S., Magula, V.E. (1997). *Proektirovanie samokhodnykh privyaznykh podvodnykh system* [Design of the self-propelled submersible vehicle of the Tethered underwater system]. Kiev: Naukova dumka. 139 p. [in Russian].
- [2] Savin, G.N., Goroschko, O.A. (1962). *Dinamika niti peremennoy dliny* [Dynamics of variable length filament]. Kiev: Naukova dumka. 232 p. [in Russian].

- [3] Merkin, D.R. (1976). Vvedenie v teoriyu ustoychivogo dvizheniya [The introduction to stable motion theory]. Moskva: Nauka. 319 p. [in Russian].
- [4] Blinov, E.I., Kravtsov, V.I., Kravtsov, A.V., Nedbaylo, A.N. (2003). Upravlenie gibkimi protyazhennymi objektami napravlenymi silovymi vozdeystviyami [Control of flexible extentional objects by inward forces] // AAEKS, Sovremennye tekhnicheskie sredstva, komplekx i sistemy, no 1 (11), pp. 43–48 [in Russian].
- [5] Dakui Feng, Weiwen Zhao, Wubo Pei, Yacheng Ma. (2011), A new method of designing Underwater Towed System, Applied Mechanics and materials, Vol. 66–68, Trans Tech Publications, Switzerland, pp. 1251–1255. DOI:10.4028/www.scientific.net/Amm.66-68.1251.
- [6] Ranmuthugala S.D. Computer Simulation and Investigation of Underwater Two-Part and Multi Tow Systems (2000), Submitted in fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering, university of Tasmania // Электронный ресурс. Retrieved from: [https://epvints.utas.edu.au/1317/whole.raumuthugalaSusanthaDevaprija2001\\_thesis.pdf](https://epvints.utas.edu.au/1317/whole.raumuthugalaSusanthaDevaprija2001_thesis.pdf).
- [7] Calnan C., Bauer R.J., Irani R.A. Reference-Point Algorithms for active Motion Compensation of Towed bodies. / IEEE Journal of Oceanic Engineering, pp. 1–17.
- [8] Park J., Kim N. Dynamics modeling of a semi-submersible autonomous underwater vehicle with a towfish towed by a cable. / Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng. (2015) 7:409–425. Retrieved from: <https://dx.doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0029>. pISSN:2092-6782, eISSN:2092-6790.
- [9] Shi-kun Pang, Hong Cheng, Hong Yi, Jing-yang Liu, Jian Wang. Analysis of Motion State of the Tow-part Underwater Towed Vehicle System During Cable Deployment. Retrieved from: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8084915>.
- [10] Bucham B., Nahon M., Seto M., Zhao X., Lambert C. Dynamics and control of a towed underwater vehicle system, part I: model development. / Ocean Engineering 30 (2003) pp. 453–470. Doi: 10.1016/s0029-801(02)00029-x. Retrieved from: <https://www.elsevier.com/locate/oceaneng>.
- [11] Hover F.S., Grosenbaugh M.A., Triantafyllou M.S. Calculation of Dynamic Motion and Tensions in Towed Underwater cables. / IEEE Journal of Oceanic Engineering, Vol. 19, No. 3, July 1994, pp. 449–457. Retrieved from: <https://core.ac.uk/download/pdf/4385954.pdf>.
- [12] Guidelines and recommendations for ship design on work deck installation and operations for scientific equipment. 27<sup>th</sup> November 2015 – Version 3. Grant Agreement n° 312762, acronym: EUROFLEETS2, Title: New operational steps towards an alliance of European research fleets. Activity type: JRA, WP N°:11, Task N°:11.2.3, Deliverable N°:D11.2 Reference: EUROFLEETS2-D11.2-27/11/15-V3, Security: Public. 121 p. Retrieved from: [https://eurofleets.eu/download/EUROFLEETS2\\_WP11\\_D11.2\\_271115\\_V3.pdf](https://eurofleets.eu/download/EUROFLEETS2_WP11_D11.2_271115_V3.pdf)
- [13] Расчёт лебёдки. LOGO EMCE Winches. Retrieved from: <https://emce.com/about-winch/winch%20calculation>.
- [14] Design Manual for Winch Systems. From a single source, modular, versatile./ Publisher: Liebherr Components AG, Switzerland. 115 p. Retrieved from: <https://liebherr.com/shaved/media/components/systems/liebherr-drive-system-catalogue-en-wtb.pdf>.
- [15] Кабельные лебёдки. Лебёдка кабельная СБЛ-4. Режим доступа: <https://zora.ru/?a=show&id=122>.
- [16] Gurovich, A.N. and other. (1967). Sudovye ustroystva [Shipping device. Spravochnik]. Leningrad: Sudostroenie. 412 p. [in Russian].
- [17] Bugaenko, B.A., Magula, V.E. (1983). Spetsialnye sudovye ustroystva: Ucheb. posobie [The special shipping devices]. Leningrad: Sudostroenie. 392 p. [in Russian].
- [18] Shostak, V.P. (2002). Effektivnost tekhniki osvoeniya okeana. Napravleniya proektnykh issledovaniy [Efficiency of equipment by bring of Ocean. Directions of designing researces]. Kiev: Naukova dumka. 319 p. [in Russian].
- [19] Birger, I.A., Shorr, V.F., Iosilevich G.B. (1979). Ratchet na prochnost detaley mashin. Spravochnik, Third Is. Moskva: Mashinostroenie. 702 p. [in Russian].
- [20] Serensen, S.V., Kogaev, V.P., Shneyderovich, R.M. (1975). Nesuschaya sposobnost i raschet detaley mashin na prochnost. Rukovodstvo I spravochnoe posobie [Carrier's ability and calculation of machin's details to strength. Manual and Reference book]. Third Is. Moskva: Mashinostroenie. 488 p. [in Russian].
- [21] Serensen, S.V., Kozlov L.A. (1962). K raketu na prochnost pri nestatsionarnoy peremennoy napryazhennosti [Towards calculation to strength at nonstationary variable stress]. Vestnik mashinostroeniya, no 1, pp. 11–17 [in Russian].
- [22] Serensen, S.V., Kozlov L.A. (1964). Kharakteristiki nestatsionarnoy napryazhennosti i opredelenie zapasa prochnosti [The characteristics of nonstationary stress and determination of safety margin]. Vestnik mashinostroeniya, no 1, pp. 10–18 [in Russian].
- [23] Serensen, S.V., Bukharin, N.A., Buglov, E.G., Snytin, M.E. (1961). K ustanovleniyu rezhimov peremennoy napryazhennosti dlya rascheta na ustalost [Towards determination of regimes of variable stress for calculation for fatigue]. Vestnik mashinostroeniya, no 1, pp. 15–22 [in Russian].
- [24] Gladkiy, V.F. (1975). Prochnost, vibratsiya i nadezhnost konstruksii letatel'nogo apparata [The strength, vibration and reliability of aircraft construction]. Moskva; Nauka. 456 p. [in Russian].

- [25] Kordonskiy, H.B., dyshler, I.B., Gromov, G.V. (1975). Veroyatnostnoe obosnovanie norm prochnosti. V kn.: Prochnost materialov konstruktsiy [Probabilistic study of strength norms]. In book: The strength of construction materials. Kiev: Naukova dumka. pp. 208–222 [in Russian].
- [26] Trunin, S.F. (1989). Proektirovanie elementov sudovykh mashin. Ucheb. posobie [The designing of shipping machines's elements]. Study book. Leningrad: Sudostroenie. 272 p. [in Russian].
- [27] Trunin, S.F. (1982). Tralovie lebedky [Trawl's winches]. Leningrad: Sudostroenie. 96 p. [in Russian].
- [28] Trunin, K.S. (2017). Uravneniya dinamiki elementa gibkoy svyazi morskoy privyaznoy sistemy [Equations of dynamics of elements of the Flexible Links Marine Tethered System]. Zbirnyk nauk. prats NUK, no 1, pp. 18–25 [in Russian].
- [29] Trunin, K.S. (2017). Matematicheskaya model dvukh sviyasannykh elementov gibkoy svyazi morskoy privyaznoy sistemy [Mathematical model of two bind's elements of the Flexible Links Marine Tethered System]. Zbirnyk nauk. prats NUK, no 2, pp. 3–10 [in Russian].
- [30] Trunin, K.S. (2017). Dinamika morskoy privyaznoy sistemy s gibkoy svyaziyu [Dynamics of the Marine Tethered System with Flexible Links]. Zbirnyk nauk. prats NUK, no 3, pp. 3–10 [in Russian].
- [31] Trunin, K.S. (2017). Kompjuternaya model dinamiki morskoy privyaznoy sistemy s gibkoy svyaziyu [Computer's model of the Marine Tethered System with Flexible Links dynamics]. Zbirnyk nauk. prats NUK, no 4, pp. 3–13 [in Russian].
- [32] Kamnev, G.F., Kiparskiy, G.R., Balin, V.M. (1976). Podiyomno-transportnie mashiny i palubnye mekhanizmy [Lifting and transporter's machines and deck mechanisms]. Leningrad: Sudostroenie. 312 p. [in Russian].

**Постановка проблемы.** Характерной особенностью современных морских привязных систем (далее – МПС) является наличие гибких связей (далее – ГС) – цепей, канатов, тросов, кабель-тросов (далее – КТ), кабель-шланговых систем и т.п., которые являются их неотъемлемой частью и одним из основных элементов. ГС используются в широком диапазоне различных режимов эксплуатации (различные глубины, течения, многозвенность системы, их взаимное влияние и т.п.). Для работы с ГС (и хранения) используются барабаны судовых палубных механизмов (далее – СПМ). Собственно говоря, проектирование МПС (подводных привязных систем – ППС, подводных буксируемых систем – ПБС и др.) и осуществляется в зависимости от назначения ГС. В расчётах КТ, канатов и шлангов их телесности поперечные размеры сечения указываются только при определении гидростатических и гидродинамических внешних нагрузок. При определении пространственной формы и внутренних усилий этих линий их моделируют абсолютно гибкой нитью, обладающей, тем не менее, собственной массой, весом, гидродинамическим сопротивлением [1; 2].

Сложные и тяжелые режимы эксплуатации ГС сопряжены, как правило, с необходимостью специального изучения и определения действующих на них сил, учета нелинейности разрешающих уравнений, возможности потери устойчивости равновесия и с требованием исследования поведения системы в критических состояниях [3]. Описывающие их дифференциальные уравнения имеют высокий порядок и содержат нелинейности сложного вида. Поиск их решения аналитически часто становится невозможным, что требует привлечения методов вычислительной математики. Решение таких задач оказывается возможным только современными методами нелинейного анализа, применение которых побуждает к выбору модификации разрешающих уравнений,

обеспечивающих алгоритмичность и эффективность используемых подходов. Многие исследователи отмечают, что аналитические методы в настоящее время нельзя считать достаточно алгоритмичными, решение новых задач динамики ГС требует приложения существенных усилий и затрат времени при осуществлении математических вычислений [4]. Наиболее перспективным при этом считается применение численных методов.

До настоящего времени указанные исследования не получили необходимого развития из-за отсутствия достоверных математических моделей, которые достаточно просто и эффективно реализовались бы в виде алгоритмов и программ для численного решения рассматриваемых задач. Как считают Э.И. Блинов и др. [4], для описания влияния гидрометеосреды необходима адекватная пространственно-временная математическая модель изменения волнения, ветра и течения. Эта модель должна позволять воспроизводить реальные внешние условия как на коротких (секунды, минуты), так и на длинных (до года) интервалах времени с учетом вероятностной природы и основных характеристик гидрометеосреды.

#### **Анализ последних исследований и публикаций.**

Вопросами проектирования судовых палубных машин и механизмов, устройств и спецустройств занимались зарубежные исследователи и конструкторы: Г. Берто, Т. Доусон, Дж. Е. Кенни, П. Милн, Х. Герхард и др.

Существует обширная литература, посвящённая изучению поведения ГС в различных средах, областях деятельности. Этому посвящали труды Г.О. Берто, В.С. Блинцов, В.И. Егоров, И.Б. Иконников, В.Э. Магула, В.И. Поддубный, Г.В. Пузырев, А. Шамарин и др.

В статье Дакуи Фенг и др. «Новый метод проектирования подводной буксируемой системы» [5] рассмотрена гидродинамическая модель буксируемой

системы. Модель буксируемого кабеля в данной работе основана на методе Аблоу и Шехтера. В данной статье предлагается способ создания буксируемой системы. Основное уравнение решается с использованием численного метода Рунге-Кутты 4-го порядка для стабильного кабеля. Результаты вычислений близки к измеренным.

В диссертации Сюзанны Д. Ранмутугалы «Компьютерное моделирование и исследование подводных двухзвенных и многозвенных буксируемых систем» [6] сделана попытка решения проблемы описания движения ПБС. Описана трехмерная динамическая компьютерная модель, разработанная для изучения двухзвенной ПБС путем моделирования кабелей отдельно и их динамики. Этот подход также позволяет моделировать последовательные и параллельные конфигурации ПБС с несколькими буксируемыми телами. Кабельная система смоделирована с использованием разностного подхода трёх степеней свободы, затем использованы шесть степеней свободы подводных буксируемыми тел в соответствующих местах кабельной системы. Моделирование кабеля как сплошной среды и вывод скорости волны напряжения, а затем действия и эффектами, представляющий его как дискретную модель. Данная модель не позволяет определять резонансные режимы растяжения ГС и максимальные нагрузки на ГС для оценки её прочности в процессе маневрирования СН и ПА.

В статье С. Калнана, Р. Бауэра и Р. Ирани [7] рассмотрены опорные алгоритмы активной компенсации движения буксируемых тел, а также система контроля натяжения ГС. Рассмотрен плоский случай движения ГС и ПА.

В статье Дж. Парка и Н. Кима «Моделирование динамики полупогружного автономного подводного аппарата с буксирным тросом» [8] ГС моделируется в дифференциальном приближении (при малых возмущениях формы ГС), что не даёт возможности описывать динамику ГС при больших перемещениях ГС в составе МПС.

В статье Ши-Кун Панга и др. «Анализ состояния движения буксируемой части подводной буксируемой системы транспортного средства при развёртывании троса» [9] исследовано влияние буксируемого троса переменной длины на движение вспомогательного буксируемого транспортного средства. Применяется усовершенствованный метод Лагранжа. Описано движение частей буксируемого кабеля фиксированной длины и на этапах развёртывания. Использован метод сосредоточенных масс с построением кинетической модели двухзвенной ПБС. Конфигурация буксируемого троса и характеристика движения вспомогательного буксируемого транспортного средства рассчитывались для различных скоростей буксировки и развёртывания. Однако возникает большая погрешность аппроксимации ГС, чем с использованием функций Эрмита. В модели рассмотрено переменное количество элементов ГС.

Модель ГС трёхмерная, но результаты получены для двухмерной. Упругость ГС учтена.

В статье Брэдли Дж. Бакхэма и др. «Динамика и управление буксируемой подводной системой, ч. 1: развитие модели» [10] рассмотрена динамика буксирующего транспортного средства и буксируемого объекта. Для систем, в которых масса буксирующего средства сопоставима с массой буксируемого средства, необходимо учитывать их общую динамику. Разработана модель, которая предназначена для поиска мин, использовано приближение сосредоточенной массы для буксируемого транспортного средства в связи с нелинейными численными моделями управляемого буксирного судна.

В статье Ф.С. Ховера, М.Ф. Грозенбо и М. Триантафиллу «Расчёт динамики движения и напряжений в буксирных подводных тросах» [11] матричный метод анализа системы расширен для учёта динамической реакции буксируемой системы. Ключевым является использование метода эквивалентной линеаризации и малых возмущений, углов наклона буксируемого тела. Рассмотрены два примера: первый использует фундаментальные ограничения для пассивной компенсации тяги, а второй касается использования плавающих связей для динамической разгрузки. ГС моделируется в дифференциальном приближении (при малых возмущениях формы ГС). Данная динамическая модель является двумерной без учёта изгибной жёсткости ГС, без промежуточных элементов ГС.

В работе [12] приведены примеры различных МПС, имеющих в своём составе палубные лебёдки (СПМ): для спуска и выборки устройств для забора проб воды и грунта [12, с. 11], для спуска и выборки устройств для забора проб с планктоном [12, с. 13], для буксировки и выборки донных и пелагических тралов [12, с. 22–23], для буксировки и выборки сейсмических буксируемых электро-акустических кос [12, с. 47–49], описание лебёдок океанографических [12, с. 81–85], описание лебёдок траловых [12, с. 86], описание применяемых канатов [12, с. 87–89] и кабелей [12, с. 90–93].

В работе [13] приведен пример расчёта лебёдки, при этом отмечается, что для оценки производительности и возможностей механизма необходимо знать нагрузки скорость выборки каната (троса). Вначале определяют мощность электродвигателя, для чего необходимы величины силы натяжения троса и скорости его выборки, затем определяют величину крутящего момента. При расчёте диаметра барабана лебёдки диаметр каната определяют из номинальной нагрузки, требуемого запаса прочности и выбранного типа каната. Лебёдки, представленные в каталоге ЕМСЕ, имеют диаметр и длину барабанов, которые зарекомендовали себя в течение многих лет реального использования. Если необходим нестандартный барабан, то расчёт производят следующим образом: определяют минимальный диаметр барабана, исходя из минимального радиуса изгиба каната. Соотно-

шение диаметр барабана/диаметр каната не должно быть слишком малым, т.к. это приведёт к быстрому износу каната, это соотношение нормировано. Кроме того, верхний слой каната должен оставаться на 3–5 диаметров каната ниже края фланца барабана. Ширина барабана может выбираться произвольно, однако она отрицательно влияет на угол наклона каната лебёдки, в то же время увеличивая занимаемую площадь и стоимость лебёдки.

В работе [14] приведен расчёт грузовых лебёдок. Так, в разделе 3 изложены расчёты для определения высоты и скорости поднимаемого груза, усилия натяжения в тросе. В разделе 5 приведен алгоритм определения отклонения скоростей вращения барабана. В разделе 9 показан расчёт длины каната, а в 11 внесены рекомендации по выбору основных размеров лебёдки.

В работе [15] изложено описание кабельной лебёдки СВЛ-4 (комплекс) фирмы ZORA ADVANCED TECHNOLOGIES CO., LTD: MARINE RADIO & NAVIGATION SYSTEMS. Данная лебёдка предназначена для отдачи и выборки кабеля или троса с закреплёнными на нём приборами (отдача, буксировка и выборка автономных ПБС). В состав комплекса входят кабельная лебёдка с электрическим приводом, пульт управления, реостаты балластные, контроллер магнитный БП-93АГЛ, индикатор длины троса и др. Частота вращения барабана в режиме «медленно» 12 об/мин до 110 об/мин в режиме «4». Тяговое усилие на нижнем слое намотки кабеля при неподвижном барабане на выборку: режиме «медленно» 3880 Н, в режиме «4» 14136 Н. Максимальный груз – 450 кг. Максимальная скорость выборки и отдачи кабеля – 310 м/мин. Максимально допустимая скорость вытягивания кабеля при отдаче (на среднем слое намотки) – 400 об/мин. Диаметры применяемых грузонесущих одножильных кабелей марки КГ1... и ёмкость барабана: Ø 6,3 мм – 8000 м, Ø 9,4 мм – 4000 м, Ø 11,4 мм – 2600 м, масса без кабеля – 25000 кг.

**Выделение не решённых ранее частей общей проблемы.** В настоящее время в проектировании СПМ наметилась тенденция повышения мощности и увеличения скоростей движения их рабочего органа (далее – РО) и др. деталей. Это, в свою очередь, привело к повышению уровня нагрузок и частоты их приложения. Например, скорость подъёма (выбирания каната) в грузовых лебёдках увеличилась в 3,5 раза по сравнению с паровыми, а в траловых – в 3,4 раза [16, с. 411]. Надёжность машин и механизмов при этом является одним из важнейших показателей и зависит от прочности их элементов и деталей, которая обеспечивается выбором материалов, формы и размеров деталей, исключаящих недопустимо большие деформации, поверхностные разрушения и преждевременные поломки.

В связи с этим возросли требования к прочностным расчётам, которые всё более усложняются, т.к. возникает необходимость учёта многих факторов, влияющих на конструкцию машин и механизмов, а

именно: режимов работы, механических свойств материала, технологических требований, условий нагружения и эксплуатации и многих других факторов.

Все СПМ эксплуатируются в условиях динамических воздействий, источником которых могут быть [17, с. 5]:

- силовые воздействия привода;
- воздействия, связанные с гашением энергии перемещавшегося судна или подходящего к нему объекта;
- ударные воздействия масс воды; кинематические возбуждения от перемещений судна и связанного с ним объекта (груза, подводного или буксируемого аппарата) на волнении.

Характерной особенностью нагружения СПМ является переменная нагрузка, оказывающая наиболее неблагоприятное влияние на элементы конструкции в течение всего периода эксплуатации, вследствие чего особое значение приобретает сопротивление усталости. При этом возникает необходимость определить их составляющие: амплитудные и средние значения нагрузок. На практике при выборе расчетной схемы задачу значительно упрощают, идеализируя ее, уменьшая число степеней свободы системы. Создается математическая модель системы, имеющая меньшее число степеней свободы, чем реальная.

На учёт конкретных условий эксплуатации и уточнение проблемы внешних сил на базе опыта, эксперимента, научных исследований, обоснованный выбор критериев прочности обращал внимание также В.П. Шостак [18, с. 72]. При этом назначение специфицированных требований к основному оборудованию палубного оборудования уже на уровне заявок заказчика и технических заданий на разработку становится проектной задачей.

Необходимо отметить, что в используемых до настоящего времени методах расчетов СПМ на прочность основное внимание уделялось физическим основам решаемой задачи, простоте и удобству расчетов, а также анализу допустимого уровня напряженности. При этом расчеты приводились в форме, рекомендуемой в ГОСТах и нормативных руководствах, или в форме, используемой в отечественной и зарубежной практике, что позволяло применять их для накопления статистических данных по напряженности деталей.

Как правило, прочность элементов конструкций СПМ оценивается на основе сопоставления возникающих в них усилий от действующих механических нагрузок с теми усилиями, которые приводят эти элементы в предельное состояние. Оценка прочности проводится по допускаемым напряжениям, запасам прочности и вероятности разрушения (или вероятности неразрушения).

Оценка прочности по допускаемым напряжениям удобна, если на практике для однотипных конструктивных элементов, стабильных условий нагружения, сложившейся технологии производства разработанная система допускаемых напряжений [19]. Однако

ей присущи и существенные недостатки: величина допускаемого напряжения носит условный характер, так как не отражает режима нагружения и ряда других факторов. Допускаемые напряжения в значительной степени зависят от геометрии деталей (концентрации напряжений), материала, срока службы и технологии изготовления, особенно при действии переменных нагрузок, что затрудняет их применение в качестве нормативной характеристики. В инженерных расчетах допускаемые напряжения используются, главным образом, для приближенных предварительных расчетов [20].

Наибольшее распространение получили расчеты по запасам прочности. В сложных случаях (например, нестационарные режимы нагружения) при определении запасов прочности используют условия суммирования повреждений. Необходимо отметить, что величина допустимого запаса прочности оказывает влияние на габариты и массу проектируемых изделий, а значит, и на их стоимость и эксплуатационные расходы. С уменьшением допустимого запаса прочности снижается масса изделий, но увеличивается возможность отказов – снижается надежность.

Авторы работ [21–23] отмечают, что запасы прочности, выраженные через напряжения, обеспечивают большую надежность расчёта сравнительно с запасами, выраженными через числа циклов. Определение запасов прочности основывается на расчётных кривых усталости, по которым накопление повреждения может рассматриваться как простое линейное. Наличие такой кривой усталости, построенной для одного из напряжений спектра, как его параметра, в зависимости от суммарного числа повторения напряжений даёт достаточно полное представление о сопротивлении усталости. Здесь же отмечается, что многообразие и аналитическая сложность статистических описаний действительной нестационарной нагруженности деталей заставляют обратиться к такой систематизации спектров напряжений, которая, давая простые формы функции распределения величин напряжений, позволяла бы достаточно полно характеризовать накопление повреждения. Расчёт на прочность при этом заключается в определении запаса прочности  $n$  на основе условия перехода к предельному состоянию по напряжениям путём их пропорционального увеличения по всему спектру или путём пропорционального снижения ординат кривой усталости материала детали. При недостаточной достоверности расчетных нагрузок, в особенности при возможном их динамическом приложении, величины запасов прочности следует увеличивать в 1,5–2,0 раза [20].

В ряде областей машиностроения созданы нормы прочности, регламентирующие допускаемые запасы прочности и условия их определения. В судостроении, например, в качестве нормативных берутся нагрузки, соответствующие наиболее тяжелому возможному режиму эксплуатации в отношении волнения, скорости хода и изгиба на тихой воде. При

этом используются следующие поправочные коэффициенты: на точность оценки функций внешнего нагружения – 1,5–2,0, на точность применяемых математических моделей – 1,2–2,0, на точность самих методов расчета – 1,2–1,5. Общий поправочный коэффициент, подобный коэффициенту безопасности, может изменяться в диапазоне 2,0–6,0 [24].

Изучив зарубежную литературу [13; 14], можем сделать вывод, что при расчёте лебёдок СПМ до настоящего времени используются коэффициенты запасов прочности, которые значительно упрощают расчёт данных механизмов. Использование в расчётах коэффициентов запасов прочности базируется на колоссальном опыте расчётов данных механизмов и до определённого времени себя оправдывало. Однако применение завышенных коэффициентов запасов прочности ведёт к увеличению веса СПМ, мощности приводных электродвигателей и судовых электростанций в целом, увеличению их материалоемкости и, в конечном итоге, к удорожанию конструкции СПМ и судна-носителя (СН) в целом. Причём применение более мощных и тяжёлых конструкций СПМ совершенно не гарантирует их прочность и надёжность: они всё равно выходят из строя и ломаются [31].

Распространён также расчет с помощью эквивалентного числа циклов нагружения. Суть его сводится к замене действия всего комплекса нагрузок (напряжений) действием одной, обычно максимальной, нагрузки (напряжения) с эквивалентным числом циклов нагружения. В условиях длительной работы СПМ при воздействии переменных напряжений с большим числом циклов (исчисляемых миллионами) предельные состояния определяются теми состояниями металла, которые в нем накапливаются в результате циклического деформирования (процесса усталости). При этом напряженное состояние рассматривают как упругое и неизменное во времени.

В связи с увеличением рабочих глубин использования ГС МПС для кабель-тросов (КТ) применяемых подводных привязных систем (ППС) особое значение приобретает расчёт для средних (2000–4000 м) и больших глубин (6000–8000 м). Возникает актуальность совершенствования теории и методов их проектирования, уточнения существующих методик. Это обусловлено тем, что существующие методы расчёта и проектирования либо являются упрощёнными и не учитывают действительные нагрузки и характер нагружения ГС или являются довольно сложными и громоздкими для конструкторов-проектантов, в связи с чем требуют значительных затрат времени для их выполнения.

**Цель исследования.** Целью исследования является совершенствование методики проектирования СПМ как важного элемента МПС с ГС путём использования разработанных математических моделей (ММ) описания динамики ГС МПС и МПС с ГС с учётом их эксплуатационных характеристик, для определения нагрузок в ГС, действующих на РО СПМ.

**Методы, объект и предмет исследования.** В качестве общенаучных методов исследования использованы анализ, синтез, структурирование, обобщение, аналогия как гносеологическая основа моделирования, моделирование (изучение объекта (оригинала) путем создания и исследования его копии (модели), которая обладает с оригиналом общими свойствами, интересующими нас).

В качестве эмпирических методов использованы наблюдение, эксперимент (в данном случае модельный).

В качестве методов теоретического исследования использовались частные теоретические модели и законы: формализация, аксиоматический метод, гипотеза, теории разного уровня и т.п.

Объектом исследования является СПМ МПС с ГС (на примере ПБС).

Предметом исследования настоящей работы является совершенствование методов проектирования СПМ МПС с ГС на основе использования разработанных математических моделей (ММ) описания динамики ГС МПС и МПС с ГС с учётом их эксплуатационных характеристик для определения нагрузок в ГС, действующих на РО СПМ.

#### **Основной материал (результаты).**

##### **1. Существующие методы расчётов и проектирования СПМ**

До последнего времени нагрузки при расчете СПМ считались заданными и определялись из опыта эксплуатации аналогичных механизмов или силовых возможностей приводных электродвигателей, т.е. считались детерминированными. Однако на СПМ действует множество силовых факторов, имеющих случайный характер, который определяется специфическими условиями эксплуатации судна: волнением моря, силой ветра, течением, резкими изменениями температуры окружающей среды, повышенной влажностью, вибрацией и т.п., т.е. нагрузки (процессы нагружения), действующие на СПМ, следует отнести к недетерминированным. Такие нагрузки случайны по своей природе и описываются не математическими уравнениями, а при помощи осреднённых статистических характеристик.

Как правило, воздействие различных случайных факторов довольно сложно учесть при определении расчетных нагрузок. В результате фактические значения нагрузок почти всегда отличаются от расчетных. Влияние случайных факторов на работу СПМ может быть весьма существенным, пренебрежение ими при расчётах недопустимо, т.к. это может сказаться на их работоспособности и надёжности. Считается, что вероятностные методы расчета являются наиболее прогрессивными и современными, более точно отражают физические явления, происходящие в СПМ, позволяют более достоверно оценить прочность и надёжность конструкции СПМ. Однако эти методы не нашли должного отражения в справочной литературе. Разработки по этому вопросу изложены в специальной литературе и монографиях, не всегда

доступных для инженерных работников, занимающихся вопросами прочности и надёжности СММ.

Применение вероятностных представлений позволило существенно расширить содержание расчётов на прочность благодаря введению в расчёт ряда статистических параметров, более полно раскрывает смысл и структуру запаса прочности, позволяет анализировать значение каждого фактора, влияющего на запас прочности, что имеет практическое значение уже при нынешнем состоянии разработки этих методов расчёта. Расчёт на прочность по критерию опасности разрушений и надёжности делает коэффициент, бывший до этого основным компонентом при оценке прочности, одним из параметров в процессе анализа надёжности. Кроме того, степень достоверности вероятностных расчётов прочности может быть оценена по результатам сравнения рассчитанных надёжностей с фактическими [25], а также путём сравнения коэффициентов запаса, вычисляемых по вероятностным критериям, с установленными в практике конструирования.

При проектировании судовых машин принято оценивать их прочность по статическим нагрузкам – статическая прочность, по динамическим – усталостная прочность.

Поломки судовых машин и механизмов [26, с. 17] можно разделить на две основные группы. К первой относятся поломки, вызванные повышенными против расчета напряжениями, являющимися результатом неточного определения расчетных нагрузок и концентрации напряжений. Ко второй – поломки, вызванные динамическими нагрузками, возникающими в машинах под действием сил инерции масс самой машины.

При проектировании машин и механизмов обычно исходят из гектограмм кинематики, соответствующих технологическому процессу, и циклограмм нагрузок. Вместе с тем для проектирования любого механизма необходима информация о физических нагрузках, а также процессах, происходящих в их системах. Особое значение имеют данные о процессах и режимах их нагружения [27]. Аналитическое решение задач такого рода требует учета многих факторов (например, для траловых лебедок: диаметра ваера, глубины хода трала, скорости судна и выборки ваеров, волнения моря, типа и оснастки трала, метеорологических условий и т.д.), что затрудняет расчеты и не дает должных результатов. При этом работы, связанные с исследованием реальных СПМ, требуют больших затрат и являются весьма трудоемкими и сложными. Именно этими причинами можно объяснить отсутствие или недостаточное количество систематизированных исследований по фактическим режимам траловых, специальных, автоматических швартовых лебедок и др. СПМ.

##### **2. Развитие существующих методов проектирования СПМ**

Важнейшим элементом проектирования любой технической системы в настоящее время является



необходимость разработки концепции. Концепция совершенствования проектирования СПМ как неотъемлемой части МПС с ГС заключается в создании комплексной модели совершенствования проектирования МПС с ГС (в т.ч. математической и компьютерной), позволяющей учитывать внутренние и внешние факторы, оказывающие влияние на эксплуатацию ГС, и создавать более совершенные конструкции СПМ.

Основными чертами концепции совершенствования проектирования СПМ должны стать:

- применение классических методов теории проектирования с учётом особенностей (специфики) проектирования СПМ в зависимости от типа МПС;

- разработка математических моделей (ММ) описания динамики ГС МПС и МПС с ГС и отражение в них характерных физических процессов в ходе создания СПМ;

- оптимизация элементов и характеристик объекта как системы на всех уровнях ее иерархии и на всех этапах проектирования по мере накопления достоверной информации (примером такого иерархического уровня является комплектация объекта основными элементами системы (оборудованием));

- синтез классических методов и исследовательского проектирования с использованием созданных ММ, уточняющего результаты оптимизации элементов и характеристик объекта, полученные на основе разработанных ММ и компьютерной модели (КМ) описания динамики МПС;

- организация взаимодействия проектанта, заказчика, разработчиков головных образцов оборудования и обратная связь этапных результатов с первоначальными техническими заданиями на МПС с ГС (в т.ч. и на СПМ) и комплектуемое оборудование. Аргументированная и согласованная корректировка заданий, т.е. использование метода последовательных приближений;

- повышение устойчивости оптимальных решений путем изучения технических возможностей МПС с ГС (в т.ч. и на СПМ) в аварийных ситуациях и обеспечения общей безопасности МПС с ГС.

В зависимости от типа МПС даётся описание процесса функционирования СПМ МПС, создаётся математическая модель его функционирования. Формирование множества вариантов структур системы будет зависеть от целей и задач, которые призвана выполнять проектируемая МПС. Построение математической модели МПС подразумевает создание ММ для конкретной МПС. Выполнение критериальных исследований подразумевает определение критериев, которым должна соответствовать МПС.

С точки зрения механики МПС представляет собой систему, которая объединяет два разнородных объекта: привязной объект (СН, ПА и др.), который может рассматриваться как абсолютно твердое тело, и ГС – систему с распределенными параметрами. Динамика первого объекта математически может быть описана системой обычных дифференциальных

уравнений, динамика второго – системой уравнений в частных производных. При этом математическая модель включает математическую модель ГС; математические модели тел, которые соединяются ГС на ее концах; уравнения, которые описывают динамику тел как предельные условия для ГС.

Анализ существующих моделей динамики ГС МПС показал, что в большинстве моделей элемента ГС в МПС рассматривают динамику ГС при относительно малых перемещениях и изгибах, что показывает актуальность разработки данной математической модели динамики элемента ГС, позволяющей учитывать большие перемещения ГС в составе МПС. Получены уравнения динамики элемента ГС МПС, которые позволяют описывать значительные величины его перемещений. Созданная ММ двух связанных элементов ГС МПС позволяет разработать алгоритм расчёта динамики ГС при её больших перемещениях.

Разработанные математическая модель динамики ГС и алгоритм математической модели [28–30], компьютерная модель (КМ) описания динамики ГС МПС [31] позволят проектанту МПС, имеющих в своём составе ГС, более качественно и оперативно проектировать практически все классы МПС.

Математическая модель динамики МПС включает не только уравнения ГС, но и уравнения динамики СН и буксируемого ПА, движение которых определяет граничные условия в узлах ГС с номерами  $i=0$  и  $i=N$ . Всё это позволит решать задачи описания динамики ГС МПС в экстремальных и аварийных условиях эксплуатации (удар по ГС постороннего подводного объекта – ППБО, столкновение ГС с другими ППБО в процессе движения МПС с ГС).

При проектировании МПС с ГС с использованием разработанных ММ и КМ (компьютерной программы описания динамики ГС МПС и МПС с ГС) можно проводить модельный эксперимент, не обращаясь к физическому эксперименту. При этом возможно моделирование различных режимов работы проектируемой МПС с ГС, вплоть до экстремальных и аварийных, которые весьма непросто создать в естественных условиях, а иногда это может быть просто опасно для СН МПС, экипажа и персонала и приведёт в лучшем случае к материальным потерям. В данном случае мы имеем своего рода тренажёр для конструктора-проектировщика. Различные варианты могут записываться и сохраняться, создаётся и накапливается база данных различных МПС.

Для расчётов СПМ на прочность в данном случае будут использоваться данные о нагрузках, полученных из модельного эксперимента. Информация берётся не из физического эксперимента, физической реальности, а из модельного представления о ней; проводят в тех случаях, когда реальные эксперименты затруднены из-за финансовых или физических препятствий или могут дать непредсказуемо опасный результат. В случае корректной логики и корректной формализации на этапе создания компьютерных моделей имеется возможность выявить основные

факторы, определяющие количественные свойства изучаемого объекта-оригинала, исследовать отклик моделируемой физической системы на изменения ее параметров и начальных условий.

### 3. Программа моделирования движения МПС с ГС

Описание интерфейса программы моделирования движения МПС приводится в работе [31]. Компьютерная программа моделирования динамики МПС разработана в системе Delphi на основе алгоритма решения системы уравнений математической модели динамики МПС.

### 4. Методика совершенствования проектирования СПМ для МПС с ГС

Исходя из положений концепции совершенствования проектирования СПМ для МПС с ГС, можем предложить следующую методику совершенствования проектирования СПМ МПС на примере ПБС с разделением по этапам (таблица 1).

**Этап 1.** Определяется тип МПС. Осуществляется описание процесса функционирования объекта. Создаётся ММ функционирования данной МПС. Используется существующий традиционный подход к определению основных параметров и размеров МПС.

Например, для ПБС:  $L$ ,  $B$ ,  $H$  и другие элементы СН, определяется тип и необходимая длина ГС, исходя из её назначения, формулировка требований к ГС, формулировка ограничений, налагаемых на ГС особенностями морской среды, уточнение конструктивного типа системы, в которой используется ГС, и оценка механических нагрузок, предэскизное и эскизное проектирование ГС, учёт различных ограничений, связанных с проектированием ГС (бюджетные ограничения, ограничения материально-технического характера, разработка мероприятий по материально-техническому обеспечению использования ГС). В случае использования существующей ГС из имеющихся в производстве осуществляется выбор подходящей по параметрам ГС.

Предлагается при рабочем проектировании ГС учитывать требования теоретических основ методологии проектирования ГС и алгоритма проектирования ГС МПС). Предэскизное и эскизное проектирование ГС. Изготовление опытного образца ГС.

Гидродинамический расчет любой из схем ПБС сводится к последовательному расчету одиночных ветвей буксирно-кабельной части (далее – БКЧ), начиная от судна-буксировщика, образующих пространственную структуру ПБС, с учетом действия внешних сил. В результате предварительного расчета ПБС получают геометрические характеристики ветвей БКЧ в потоке и значения сосредоточенных сил, приложенных в узловых точках расположения углубителей, отводителей и поддерживающих устройств. Знание этих сил необходимо для предварительного гидродинамического расчета основных элементов ПБС.

Проектирование ПБС завершается поверочным расчетом пространственной схемы разрабатываемой системы с учетом результатов конструктивных работ и экспериментальных исследований, выполненных в процессе проектирования.

**Этап 2.** На втором этапе создаются ММ и КМ ГС МПС. Рассматриваются варианты эксплуатации ГС в составе МПС. С помощью КМ осуществляются расчеты режимов функционирования ГС в составе МПС (определяются силы натяжения ГС, действующих на ПА и СН, изменение скорости СН и ПА в процессе их движения).

Математическая модель описания динамики ГС МПС на примере ПБС позволяет решать следующие задачи [29, с. 11]:

1. Определять изменение формы ГС и сил её натяжения в процессе маневрирования СН и ПА с учётом морских волн, подводных течений, ветровых нагрузок на СН, глубины моря и её изменения в заданной акватории, массы и упругих свойств ГС.
2. Определять относительное положение СН и ПА в процессе их маневрирования.
3. Определять резонансные режимы растяжения ГС и максимальные нагрузки на ГС для оценки её прочности в процессе маневрирования СН и ПА.

С помощью разработанной ММ описания динамики ГС МПС определяются следующие характеристики ПБС [28, с. 7]:

1. Силы, действующие на коренной и ходовой конец ГС.
2. Длина ГС.
3. Относительное растяжение ГС.

Таблица 1. Порядок проектирования СПМ МПС

№ этапа	Проектирование по существующим методикам	№ этапа	Предлагаемая методика проектирования на основе ММ описания динамики ГС
1	Определяется тип МПС.		Определяется тип (вид) МПС.
2	–	2	Разработка ММ и КМ ГС МПС.
3	Проектирование СПМ по существующим методикам.	3	Проектирование СПМ на основе рекомендаций по нагрузкам в ГС этапа 2.
4	Проектирование МПС по существующим методикам.	4	Проектирование МПС на основе рекомендаций по нагрузкам в ГС этапа 2.
5	Исследование базового варианта МПС, полученного на этапе 4.	5	Исследование полученного варианта МПС на основе этапов 2,3 и 4.
6	Оценка эксплуатации существующих МПС подобного класса.	6	Оценка эксплуатации новой МПС с учётом разработанной ММ описания динамики ГС МПС.

4. Координаты ПА по отношению к СН.
5. Форму ГС в зависимости от времени.
6. Распределение сил и напряжений растяжения ГС по её длине.

На основе расчётов нагрузок в ГС формируется база данных возможных режимов нагружения в процессе эксплуатации СПМ МПС.

**Этап 3.** На третьем этапе осуществляется выбор схемы СПМ из нескольких разработанных вариантов, которые тщательно сравнивают по конструктивной целесообразности, совершенству кинематической и силовой схем, стоимости изготовления, энергоёмкости, массогабаритным характеристикам, технологичности, удобству технического обслуживания и ремонтов и по другим факторам [32, с. 7]. После выбора схемы разрабатывают эскизную, а затем рабочую компоновку, на основе которых выполняют эскизный, технический и рабочий проекты СПМ.

Одним из наиболее важных органов СПМ является барабан, предназначенный для наматывания на него и хранения ГС (каната, КТ и т.п.). Теоретические и экспериментальные исследования показали, что усилие  $S$ , равное натяжению набегающего на барабан конца каната, действует только в месте начала навивки [32]. По мере удаления от него в направлении навитых витков натяжение каната быстро падает. По найденной нагрузке  $S$  определяют разрывное усилие каната (ф-ла 12 из [32, с. 50]):

$$P_{\text{разр.}} = Sn, \quad (1)$$

где  $n$  – коэффициент запаса прочности. Для грузовых и стреловых канатов, по правилам Госгортехнадзора, эту величину выбирают в зависимости от вида привода и режима работы. При ручном приводе  $n = 4$ ; при машинном: для легкого режима работы  $n = 5$ , среднего  $n = 5,5$  и тяжелого  $n = 6$ . Для канатов лебедок, предназначенных для подъема людей,  $n = 9$  [32, с. 50].

При проектировании буксируемых систем (БС) диаметр барабана лебедки выбирают равным 40–50 диаметрам кабель-буксира [17], что гарантирует достаточно высокую живучесть БС.

В современных буксирных лебедках выбор ненагруженного буксирного каната выполняется со скоростью 0,4–0,6 м/с. Скорость выбора буксирного каната под нагрузкой при номинальном тяговом усилии на выполненных лебедках принята в пределах 0,1–0,3 м/с. Тяговые усилия обычно принимают в пределах 50–800 кН (5,0–80 тс) [32].

Цель кинематического расчета привода лебедки СПМ – определение передаточного отношения. Расчет состоит из нахождения мощностей на выходе, по которой рассчитывают передачу на прочность, и входе, по которому выбирают электродвигатель.

Мощность на входе (кВт) принимается равной мощности электродвигателя. Для приводов судовых механизмов в подавляющем большинстве используют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. В инженерной практике электродвига-

тель выбирают по статической мощности с учетом характера и длительности работы привода (длительный, кратковременный и повторно-кратковременный режимы) с последующей проверкой его по току или нагреву. Так, по каталогу выбирают электродвигатель со следующими данными (проверка по току и нагреву: тип двигателя; мощность  $N_{эл}$  асинхронная частота вращения ротора  $n_{эл}$  перегрузочная способность  $T_{тлк}/T_{ном}$  габаритный чертеж двигателя с основными его размерами [26, с. 19].

При проектировании привода указывают частоту вращения выходного вала  $n_{вых}$  или диаметр барабана  $D_о$ . Передаточное отношение привода определяется по формуле (2) [26]:

$$i_{пр} = n_{эл}/n_{вых}, \quad (2)$$

где  $n_{вых} = 60v/(\pi D_о)$ ,  $v$  – скорость, м/с;  $D_о$  – диаметр барабана, м.

Если в техническом задании (далее – ТЗ) отсутствуют данные по  $v$  или  $D_о$ , необходимо выбрать канат, по которому определить  $D_о$  [26, с. 20].

Разрывное усилие каната определяется по формуле (3):

$$F_{\text{разр}} = kF, \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент запаса прочности каната (для грузовых механизмов  $k = 4...6$ ) [26, с. 20], для грузовых и стреловых канатов по правилам Госгортехнадзора, эту величину выбирают в зависимости от вида привода и режима работы (при машинном: для легкого режима работы  $k = 5$ , среднего  $k = 5,5$  и тяжелого  $k = 6$ ). Для канатов лебедок, предназначенных для подъема людей,  $k = 9$ ;  $F$  – сила тяги судна [32, с. 50–51].

Диаметр каната  $d_k$  берут из стандартов по разрывному усилию каната  $F_{\text{разр.}}$ , при выбранном предварительном значении временного сопротивления разрыву проволок каната  $\sigma_b$ .

Зная  $F_{\text{разр.}}$ , выбирают по ГОСТу тип и диаметр  $d_k$  каната.

В работе [32, с. 232–233] рекомендуется выбирать диаметр барабана  $D = (16–20) d_k$ . В буксирных лебедках принято считать, что при нормальной работе на барабан навито около половины длины каната, в связи с чем расчет скорости, как и момента, обычно выполняют по среднему витку. Тогда расчётный диаметр барабана равен (4):

$$D_{о.расч} = D_о + (2k_{cp} - 1)d_k, \quad (4)$$

где  $D_о$  – диаметр барабана;  $k_{cp}$  – номер среднего витка навивки каната на барабане. Найденное значение  $D_о$  согласовывают с принятым рядом для судовых механизмов:  $D_о = 160, 200, 250, 320, 400, 450, 560, 630$  мм.

Предлагается проектирование СПМ осуществлять на основе рекомендаций по нагрузкам этапа 2.

В случае имеющегося в наличии подходящего СПМ осуществляется его выбор.

**Этап 4.** Окончательное проектирование МПС.

**Этап 5.** На пятом этапе производится исследование базового варианта МПС, полученного на этапе 4, с позиций надежности основного комплектующего оборудования, определения ее нижнего уровня и влияния на эффективность эксплуатации последующего увеличения.

**Этап 6.** Оценка эксплуатации существующих МПС подобного класса. Рассматривается связь качеств МПС (п. 5) с комплектацией и характеристиками оборудования. Критерием оптимизации решений, как и на предыдущих этапах, служат экономические показатели, определяемые входящей в них стоимостью оборудования, эксплуатационными расходами, объемами и качеством выполненной работы.

Мы считаем, что предлагаемые ММ и КМ и могут послужить своего рода начальным этапом внедрения усовершенствованных методов проектирования МПС с ГС (в том числе и СПМ как элементов МПС).

**Обсуждение полученных результатов.** Анализ проектных задач при создании МПС, например, ППС и ПБС, показывает, что значительную теоретическую сложность и наукоёмкость приобретают расчёты ГС МПС, прочности и надёжности их элементов. В связи с этим возникают задачи разработки моделей функционирования МПС с ГС в квазистационарных режимах работы, математических моделей описания динамики ГС МПС и МПС с ГС, создания комплекса для компьютерного моделирования квазистационарных и динамических режимов работы МПС.

Как мы уже отмечали, одна из технических проблем при создании СПМ – это рациональный выбор расчетных нагрузок. Анализ проектных задач при создании СПМ как элемента МПС с ГС показывает, что особое значение приобретает информация о рабочих нагрузках на их РО, расчёты прочности и надёжности их элементов. Экспериментальные (натурные) испытания СПМ по исследованию нагрузок, являются предпочтительными, несмотря на всю их сложность и трудоемкость. Однако такие эксперименты являются весьма затратными и требуют огромных усилий по их организации, подготовке и проведению.

В связи с этим возникают задачи разработки моделей функционирования МПС в квазистационарных режимах работы, математических моделей динамики МПС, создания комплекса для компьютерного моделирования квазистационарных и динамических режимов работы МПС, позволяющих получить информацию для проектирования необходимых СПМ. Появляется возможность определять квазистатическое положение МПС и форму ГС, если оно возможно при заданных параметрах МПС и ГС, используя разработанную компьютерную программу в режиме «установления решения», когда в процессе решения задачи искомые функции перестают зависеть от времени. Таким путём может стать применение для проектирования ММ описания динамики ГС МПС и МПС с ГС.

**Выводы.** В настоящее время назрела необходимость теоретического обоснования методов проектирования и совершенствования проектных расчётов конструктивных элементов СПМ как части МПС с ГС на основе ММ описания динамических режимов эксплуатации. Решение данной проблемы позволит создать СПМ высокой надежности, более рентабельно использовать энергетическую установку судна, а также объемы судовых помещений, в которых они устанавливаются.

Впервые разработана методика совершенствования проектирования СПМ как элемента МПС с ГС, базирующаяся на ММ описания динамики ГС МПС, которая позволяет исследовать различные режимы их эксплуатации, разработать рекомендации по прогнозированию возможных нагрузок для проектирования СПМ и довести их до уровня инженерного приложения.

Данная методика позволяет проектировать новые СПМ с необходимыми свойствами и параметрами, а также разработать рекомендации по прогнозированию возможных эксплуатационных нагрузок для проектирования таких устройств.

Научная новизна данного подхода состоит в совершенствовании методики проектирования СПМ МПС на основе использования комплексной модели описания динамики МПС с ГС как теоретической основы для разработки высокоэффективных СПМ МПС с ГС.

### Список литературы:

- [1] Блинцов В.С., Магула В.Э. Проектирование самоходных привязных подводных систем. Киев : Наукова думка, 1997. 139 с.
- [2] Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. Киев : Наукова думка, 1962. 332 с.
- [3] Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. Москва : Наука, 1976. 319 с.
- [4] Управление гибкими протяжёнными объектами направленными силовыми воздействиями / Э.И. Блинов, В.И. Кравцов, А.В. Кравцов, А.Н. Недбайло. *Современные технические средства, комплексы и системы. АЭКС*. 2003. № 1 (11). С. 79–86.
- [5] Dakui Feng, Weiwen Zhao, Wubo Pei, Yacheng Ma. (2011), A new method of designing Underwater Towed System, *Applied Mechanics and materials*. 2011. Vol. 66–68, Trans Tech Publications, Switzerland. P. 1251–1255. URL: 10.4028/www.scientific.net/Amm.66-68.1251.

- [6] Ranmuthugala S.D. Computer Simulation and Investigation of Underwater Two-Part and Multi Tow Systems (2000), Submitted in fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering, university of Tasmania. URL: [https://epvints.utas.edu.au/1317/whole.raumuthugala\\_SusanthaDevaprija2001\\_thesis.pdf](https://epvints.utas.edu.au/1317/whole.raumuthugala_SusanthaDevaprija2001_thesis.pdf).
- [7] Calnan C., Bauer R.J., Irani R.A. Reference-Point Algorithms for active Motion Compensation of Towed bodies. IEEE Journal of Oceanic Engineering. P. 1–17.
- [8] Park J., Kim N. Dynamics modeling of a semi-submersible autonomous underwater vehicle with a towfish towed by a cable. *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.* 2015. № 7. P. 409–425. URL: <https://dx.doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0029>. pISSN:2092-6782, eISSN:2092-6790.
- [9] Shi-kun Pang, Hong Cheng, Hong Yi, Jing-yang Liu, Jian Wang. Analysis of Motion State of the Tow-part Underwater Towed Vehicle System During Cable Deployment. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8084915>.
- [10] Bucham B., Nahon M., Seto M., Zhao X., Lambert C. Dynamics and control of a towed underwater vehicle system, part I: model development. *Ocean Engineering*. 2003. № 30. P. 453–470. URL: <https://www.elsevier.com/locate/oceaneng>.
- [11] Hover F.S., Grosenbaugh M.A., Triantafyllou M.S. Calculation of Dynamic Motion and Tensions in Towed Underwater cables. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*. 1994. Vol. 19. № 3. P. 449–457. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/4385954.pdf>.
- [12] Guidelines and recommendations for ship design on work deck installation and operations for scientific equipment. 27<sup>th</sup> November 2015 – Version 3. Grant Agreement n° 312762, acronym: EUROFLEETS2, Title: New operational steps towards an alliance of European research fleets. Activity type: JRA, WP N°:11, Task N°:11.2.3, Deliverable N°:D11.2 Reference: EUROFLEETS2-D11.2-27/11/15-V3, Security: Public. 121 p. URL: [https://eurofleets.eu/download/EUROFLEETS2\\_WP11\\_D11.2\\_271115\\_V3.pdf](https://eurofleets.eu/download/EUROFLEETS2_WP11_D11.2_271115_V3.pdf).
- [13] Расчёт лебёдки. LOGO EMCE Winches. URL: <https://emce.com/about-winch/winch%20calculation>.
- [14] Design Manual for Winch Systems. From a single source, modular, versatile. Publisher: Liebherr Components AG, Switzerland. 115 p. URL: <https://liebherr.com/shaved/media/components/systems/liebherr-drive-system-catalogue-en-wtb.pdf>.
- [15] Кабельные лебёдки. Лебёдка кабельная СБЛ-4. URL: <https://zora.ru/?a=show&id=122>.
- [16] Судовые устройства : справочник / А.Н. Гурович и др. Ленинград : Судостроение, 1967. 412 с.
- [17] Бугаенко Б.А., Магула В.Э. Специальные судовые устройства : учебное пособие. Ленинград : Судостроение, 1983. 392 с.
- [18] Шостак В.П. Эффективность техники освоения океана. Направления проектных исследований. Киев : Наукова думка, 2002. 319 с.
- [19] Биргер И.А., Шорр В.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин : справочник. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1979. 702 с.
- [20] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность : руководство и справочное пособие / под ред. С.В. Серенсена. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1975. 488 с.
- [21] Серенсен С.В., Козлов Л.А. К расчету на прочность при нестационарной переменной напряженности. *Вестник машиностроения*. 1962. № 1. С. 11–17.
- [22] Серенсен С.В., Козлов Л.А. Характеристики нестационарной напряженности и определение запаса прочности. *Вестник машиностроения*. 1964. № 6. С. 10–18.
- [23] К установлению режимов переменной напряженности для расчета на усталость / С.В. Серенсен, Н.А. Бухарин, Е.Г. Буглов, М.Е. Сныгин. *Вестник машиностроения*. 1961. № 1. С. 15–22.
- [24] Гладкий В.Ф. Прочность, вибрация и надежность конструкции летательного аппарата. Москва : Наука, 1975. 456 с.
- [25] Кордонский Х.Б., Дышлер И.Б., Громов Г.В. Вероятностное обоснование норм прочности. *Прочность материалов конструкций*. Киев : Наукова думка, 1975. С. 208–222.
- [26] Трунин С.Ф. Проектирование элементов судовых машин, транспортных и грузозачных технологических устройств : учебное пособие. Ленинград : Судостроение, 1989. 272 с.
- [27] Трунин С.Ф. Траловые лебёдки. Ленинград : Судостроение, 1982. 96 с.
- [28] Трунин К.С. Уравнения динамики элемента гибкой связи морской привязной системы. *Збірник наукових праць НУК*. 2017. № 1. С. 18–25.
- [29] Трунин К.С. Математическая модель двух связанных элементов гибкой связи морской привязной системы. *Збірник наукових праць НУК*. 2017. № 2. С. 3–12.
- [30] Трунин К.С. Динамика морской привязной системы с гибкой связью. *Збірник наукових праць НУК*. 2017. № 3. С. 3–10.
- [31] Трунин К.С. (2017). Компьютерная модель динамики морской привязной системы с гибкой связью. *Збірник наукових праць НУК*. 2017. № 4. С. 3–13.
- [32] Камнев Г.Ф., Кипарский Г.Р., Балин В.М. Подъёмно-транспортные машины и палубные механизмы. Ленинград : Судостроение, 1976. 312 с.