

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

VII МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «МОРСКАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ. БЕЗОПАСНОСТЬ МОРСКОЙ ИНДУСТРИИ»

VII INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE "MARINE TECHNOLOGY AND ENGINEERING. SAFETY OF THE MARINE INDUSTRY"

СЕКЦИЯ «НАВИГАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И ВЕДЕНИЯ ПРОМЫСЛА»

SECTION "NAVIGATION AND FISHING SAFETY"

<i>Алёшин А.А., Кубрин С.С.</i> Оценка потерь времени при совершении рейса в ледовых условиях 4	4
<i>Бондарев В.А., Бондарева О.М., Рагулина И.Р.</i> Когнитивное и импульсное моделирование..... 12	12
<i>Гуральник Б.С., Кубрин С.С., Сирота А.К.</i> Некоторые особенности поведения разжижающихся грузов в трюмах балкеров..... 18	18
<i>Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н., Хехнёв А.Д.</i> Оценка маневренных качеств судна на основе информационно-логического анализа условий аварий столкновений судов 23	23
<i>Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н., Ясюк М.В.</i> Оценка маневренных качеств судна на основе информационно-логического анализа условий аварий посадок судов на мель 29	29
<i>Ермаков С.В., Морозова С.Ю.</i> Математическая модель вращения чувствительного элемента магнитного компаса при циркуляции судна 34	34
<i>Князев С.И., Яцун А.С., Яцун С.Ф.</i> Управляемое движение малогабаритного подводного робототехнического комплекса (МБПК)..... 40	40

СЕКЦИЯ «ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ПОСТРОЙКИ И РЕМОНТА СУДОВ»

SECTION "INOVATIVE METHODS IN SHIP DESIGN, CONSTRUCTION AND REPAIR"

<i>Батуев А.Д., Злыгостев Д.В., Чуреев Е.А.</i> Генератор шквала 46	46
<i>Батуев А.Д., Злыгостев Д.В., Николаев И.И., Чуреев Е.А.</i> Модель бота-буксировщика в аварийной ситуации..... 50	50
<i>Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Прохнич В.П.</i> Влияние седловатости палубы на безопасность судна на развитом встречном волнении 54	54
<i>Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Мыслик А.В., Прохнич Т.Я.</i> Исследование влияния эксплуатационных факторов на накопление прогибов пластин судового корпуса 61	61
<i>Дектярев А.В., Гришин П.Р., Морозов В.Н.</i> Анализ применимости элементов объектов морской техники к аддитивному производству и их дальнейшие перспективы развития. Часть 2 67	67
<i>Душко В.Р., Крамарь В.А., Осадченко А.Е.</i> Трехмерные нестационарные поля скорости течения при воздействии на элементы манипуляторы подводного робота постоянных и волновых течений.. 73	73
<i>Загацкий В.Р., Лецинский М.Б., Лецинская Г.И., Никулин Т.Р.</i> Водородно-кислородное пламя как источник нагрева при пайке деталей из алюминиевых сплавов 79	79

<i>Злыгостев Д.В., Чуреев Е.А., Николаев И.И., Батуев А.Д.</i> Обоснование необходимости создания методики определения буксировочного сопротивления малых промысловых судов.....	84
<i>Зыонг Ван Тхань</i> Анализ влияния характеристик среднетоннажных наливных рыболовных судов на их эффективность.....	93
<i>Иванов В.П., Зыонг Ван Тхань.</i> О формировании методики технико-экономического обоснования характеристик рыболовного судна	99
<i>Игушев В.Ф., Веревкин В.И., Терюшева С.А.</i> Исследование и разработка технологического процесса сварки судовых листовых металлоконструкций, эксплуатируемых в условиях низких температур.....	101
<i>Коробчинский В.А., Бугакова Н.Ю., Дятченко С.В.</i> Определение характеристик качки и критической метацентрической высоты на начальных стадиях проектирования средних рыболовных траулеров.....	107
<i>Мельников Д.К., Кириченко Е.П., Дектярев А.В., Морозов В.Н.</i> Разработка автоматизированной системы расчета плановой трудоемкости сборки секций при подготовке производства в судостроительных работах	111
<i>Нефедов А.В., Гришин П.Р., Дятченко С.В.</i> Исследование влияния главных размерений на остойчивость и трудоемкость изготовления корпуса малых рыболовных траулеров.....	118
<i>Поняев А.И., Москалев Е.В.</i> Применение метода трещиностойкости для оценки прочности клеевых соединений	124
<i>Притыкин А.И., Мороз В.С.</i> О влиянии поперечных сил на концентрацию напряжений в стрингерах с овальными вырезами	131
<i>Романюта Д.А.</i> Исследование влияния сверхвысокочастотного электромагнитного излучения на прочность композитных материалов, используемых в судостроении	138
<i>Щербаков В.И.</i> Научные исследования и перспективы упрочнения деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) при восстановлении судовых дизелей.....	143

**СЕКЦИЯ «СУДОВЫЕ И СТАЦИОНАРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ».
«ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ»**

**SECTION "SHIP AND STATIONARY POWER PLANTS".
"ELECTRICAL EQUIPMENT OF SHIPS"**

<i>Волкова Л.Ю., Дорош К.С.</i> Устройство, принцип действия и основы расчета судового двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C	149
<i>Волкова Л.Ю., Закиров С.З.</i> Обработка результатов испытания двигателей внутреннего сгорания ..	158
<i>Глазков Д.Ю.</i> Величина эмиссии сажи с отработавшими газами судовых дизелей при различных способах смесеобразования	167
<i>Кажекин И.Е.</i> Исследование дуговых процессов в феррорезонансных цепях	175
<i>Кажекин И.Е., Благинин В.А., Рагозин С.Н., Юсын В.М.</i> О возможности пофазной компенсации токов однофазных замыканий в судовых электросистемах	180
<i>Ковальчук Л.И., Исаева М.В.</i> Модели и алгоритмы для контроля механической напряженности судовых дизелей по косвенным параметрам	187
<i>Кошелев С.В., Сластихин Ю.Н.</i> Совмещение теплового и гидравлического расчетов при внутритрубном кипении хладагента в судовых испарителях	194
<i>Кузнецов С.Е., Алексеев Н.А., Виноградов А.А.</i> Алгоритм определения перерасхода топлива судового дизель-генератора в процессе эксплуатации	203
<i>Кункевич С.В.</i> Об использовании программных средств в образовательном процессе при подготовке специалистов теплоэнергетиков в КГТУ	207
<i>Никифоров А.С., Приходько Е.В., Кинжибекова А.К., Карманов А.Е.</i> Оценка и расчёт допустимого остаточного ресурса футеровки в зависимости от теплофизических и прочностных характеристик.....	212
<i>Павликов С.А.</i> Пуск главного двигателя.....	215

<i>Русаков С.М.</i> Моделирование системы двухимпульсного автоматического регулирования частоты вращения судового дизель-генератора	219
<i>Селин В.В., Юрков С.В., Беркова Е.А.</i> Примеры разработки теплоэнергетических систем для очистных сооружений сточных вод Калининградской области	226
<i>Толмачев А.В.</i> Методика предотвращения аварий судовых дизелей, вызванных неконтролируемыми термическими перегрузками в условиях эксплуатации	233
<i>Шабалин Л.Д., Савенко А.Е., Савенко П.С.</i> Совершенствование судового электротехнического комплекса для улучшения параллельной работы генераторных агрегатов	243
<i>Шабалин Л.Д., Чушанков Д.Ю.</i> Способы ограничения токов бустерных конденсаторов в сети постоянного тока на судах рыбопромыслового флота	250
<i>Шевченко С.Н.</i> Оптимизация поверхностей теплообменных устройств СЭУ	254

СЕКЦИЯ «ПРОМЫШЛЕННОЕ РЫБОЛОВСТВО»

SECTION "COMMERCIAL FISHING"

<i>Бальчитис К.В., Суконнов А.В.</i> К вопросу качества укладки канатов на навивные барабаны траловых лебедок	261
<i>Долин Г.М.</i> Потери мирового рыболовства	265
<i>Наумов В.А.</i> Оценка энергетической эффективности водокольцевых компрессорных машин для рыбонасосных установок	270
<i>Недоступ А.А., Ражев А.О., Насенков П.В., Коновалова К.В., Никифорова М.В., Леснюк Л.В., Аникин А.А.</i> К обоснованию правил подбора изгибной жесткости рыболовных материалов	276
<i>Недоступ А.А., Ражев А.О., Насенков П.В., Коновалова К.В., Никифорова М.В., Леснюк Л.В., Аникин А.А.</i> К обоснованию правил подбора разрывной нагрузки рыболовных материалов	281
<i>Недоступ А.А., Ражев А.О.</i> Определение топологии места лова по батиметрическим картам формата NetCDF	285
<i>Недоступ А.А., Ражев А.О.</i> Математическая модель движения стаи рыб в окрестностях трала	290

СЕКЦИЯ «ПРИКЛАДНАЯ РАДИОФИЗИКА, РАДИОТЕХНИКА И ИНФОРМАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ»

SECTION "APPLIED RADIOPHYSICS, RADIO ENGINEERING AND INFORMATION SECURITY"

<i>Волхонская Е.В., Коротей Е.В.</i> Математическая модель поля излучения двухзеркальной антенны Грегори в рамках метода поверхностных токов	294
<i>Грошев Г.А.</i> Развитие схемотехники судовых земных станций стандарта ИНМАРСАТ-С фирмы FURUNO (Япония)	302
<i>Дикий Д.И.</i> Анализ защитных механизмов и уязвимостей в протоколе MQTT	308
<i>Мытник И.С.</i> Измерительный стенд для исследования характеристик микрополосковых СВЧ фильтров	313
<i>Пахотин В.А., Власова К.В., Петров С.В.</i> Сжатие частотной полосы в системах связи с частотным разделением каналов	322
<i>Пахотин В.А., Власова К.В., Покишин А.М.</i> Радиолокация наземных целей со сверхразрешением	327
<i>Подтопельный В.В.</i> Особенности сбора данных в многомодульной системе обнаружения вторжений	332
<i>Тукаленко О.Н.</i> Исследование флуктуационных характеристик высокочастотного автогенератора на биполярных транзисторах	336
<i>Холоденин Д.В.</i> Вторичная обработка информации, извлекаемой из файлов формата EK5 эхолота EK-500, в графической среде моделирования LabView	344

СЕКЦИЯ «НАВИГАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И ВЕДЕНИЯ ПРОМЫСЛА»

SECTION "NAVIGATION AND FISHING SAFETY"

УДК 656.61.052

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ВРЕМЕНИ ПРИ СОВЕРШЕНИИ РЕЙСА В ЛЕДОВЫХ УСЛОВИЯХ

¹ Алёшин Александр Александрович, аспирант

² Кубрин Сергей Сергеевич, д-р техн. наук, профессор

¹ Московская государственная академия водного транспорта –
филиал ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота
им. адмирала С.О. Макарова»,

г. Москва, Россия, e-mail: alexal280593@gmail.com

² ФГБОУ науки Институт проблем комплексного освоения недр Российской академии наук,
г. Москва, Россия, e-mail: s_kubrin@mail.ru

В статье обоснована необходимость создания метода, позволяющего сделать более предсказуемым планирование арктических морских перевозок с точки зрения затрат времени. Описан метод по определению вероятности критических потерь времени при плавании судна в ледовых условиях, сопряженный с методом нахождения кратчайшего пути судна в ледовых условиях. На основе описанного метода получена функция вероятности критических потерь времени при плавании судна в ледовых условиях с учетом времени года. Расчеты основаны на анализе статистических данных по рейсам, совершенным танкерами-шаттлами на трассах СМП (Мурманск – Новый Порт) в период 2016-2018 гг.

Преимуществом и одновременно вызовом освоения Арктики является большой потенциал развития ресурсного сектора в условиях постепенного истощения континентальной базы (на Арктику приходится около 25% мировых неразведанных запасов), а также создание новых транспортно-логистических систем, которые бы открывали прямую дорогу к северным морям, прокладывая альтернативные транзитные пути и по-новому направляя потоки мировой торговли.

Очевидным преимуществом северных путей станет сокращение сроков доставки грузов из европейской в азиатскую части в сравнении с традиционным маршрутом через Суэцкий канал. Для России это означает расширение присутствия на перспективных рынках стран-импортеров энерго-ресурсов в Азиатско-Тихоокеанском регионе. Помимо этого, непрерывно возрастает значение Северного морского пути как национальной внутренней транспортной артерии.

Возрастающее экономическое и геополитическое значение Северного морского пути, заключающееся в объединении в единую глобальную транспортную сеть очагов добычи полезных ископаемых, расположенных в труднодоступных регионах страны с неразвитой инфраструктурой, наглядно отражено на рис. 1

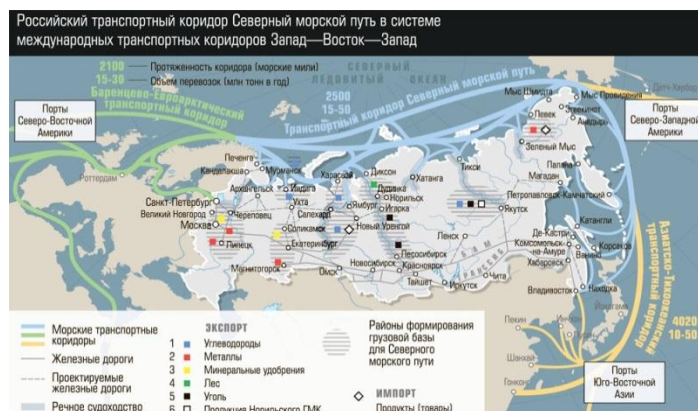


Рис. 1 Северный морской путь в системе международных транспортных коридоров

В государственной программе «Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации до 2020 года» закреплено понятие «опорных зон развития» в Арктике, которые являются основным механизмом государственной политики в области освоения Арктической зоны Российской Федерации (АЗРФ). Согласно тексту программы, опорные зоны представляют собой комплексные проекты социально-экономического развития, которые подразумевают синхронное применение инструментов территориального и отраслевого развития, а также механизмов реализации инвестиционных проектов, в том числе на принципах государственно-частного и муниципально-частного партнерства. Опорные зоны формируются главным образом на основании существующего административного деления, но с учетом арктической проблематики и географии, что позволяет акцентировать внимание на инфраструктурных проектах даже в тех регионах, которые не полностью входят в АЗРФ.

Уровень готовности регионов к участию в реализации арктических проектов оценивается исходя из осуществляемых и перспективных проектов в рамках соответствующих опорных зон (рис. 2).



Рис.2 Схема размещения опорных зон в Арктике

Суровые погодные условия и ограничения по размерам судна по причине малых глубин и стесненных акваторий, ограничения по ледокольной проводке, - снижает эффективность коммерческой судоходной отрасли, которая получает максимальную прибыль за счет масштабных объемов перевозок и применения модели доставок точно в срок [1]. Арктическое судоходство в его нынешнем состоянии еще недостаточно надежно, чтобы соответствовать этим требованиям, хотя в течение последних нескольких лет серьезные шаги были предприняты, чтобы изменить сложившуюся ситуацию, а именно:

- соединение материковой и портовой инфраструктуры в единую логистическую систему;

- модернизация и расширение ледокольного флота в условиях роста интенсивности перевозок в акватории Северного ледовитого океана;

- развитие технологий добычи ресурсов на континентальном шельфе арктических морей.

Тем не менее, планирование арктических морских перевозок должно стать более предсказуемым с точки зрения затрат времени. Для этого предлагается разработать и обосновать метод по определению оптимального маршрута для судна, совершающего ледовое плавание на основе принимаемых на борту карт ледовых прогнозов. Данный метод будет отличаться от существующих наличием оценки риска потери времени, и, соответственно, финансовых потерь, на переходе в зависимости времени года и ледового класса судна.

Схема реализации данного проекта представлена на рис. 3. В соответствии с представленной схемой, первым шагом на пути к реализации метода будет сбор и анализ статистических данных по рейсам, совершенным судами в ледовых условиях. Ранжирование продолжительности рейсов в зависимости от ледового класса судна и времени года позволит получить функцию вероятности критических потерь времени при плавании судна в ледовых условиях. В данной работе предлагается использовать данные, предоставленные Администрацией Северного морского пути по рейсам, совершенными танкерами и газовозами ледового класса Arc7 в период зимней навигации в промежутке 2016-2018 гг. по отгрузке сырой нефти и сжиженного природного газа (СПГ) с терминалов Новый Порт и Сабетта.

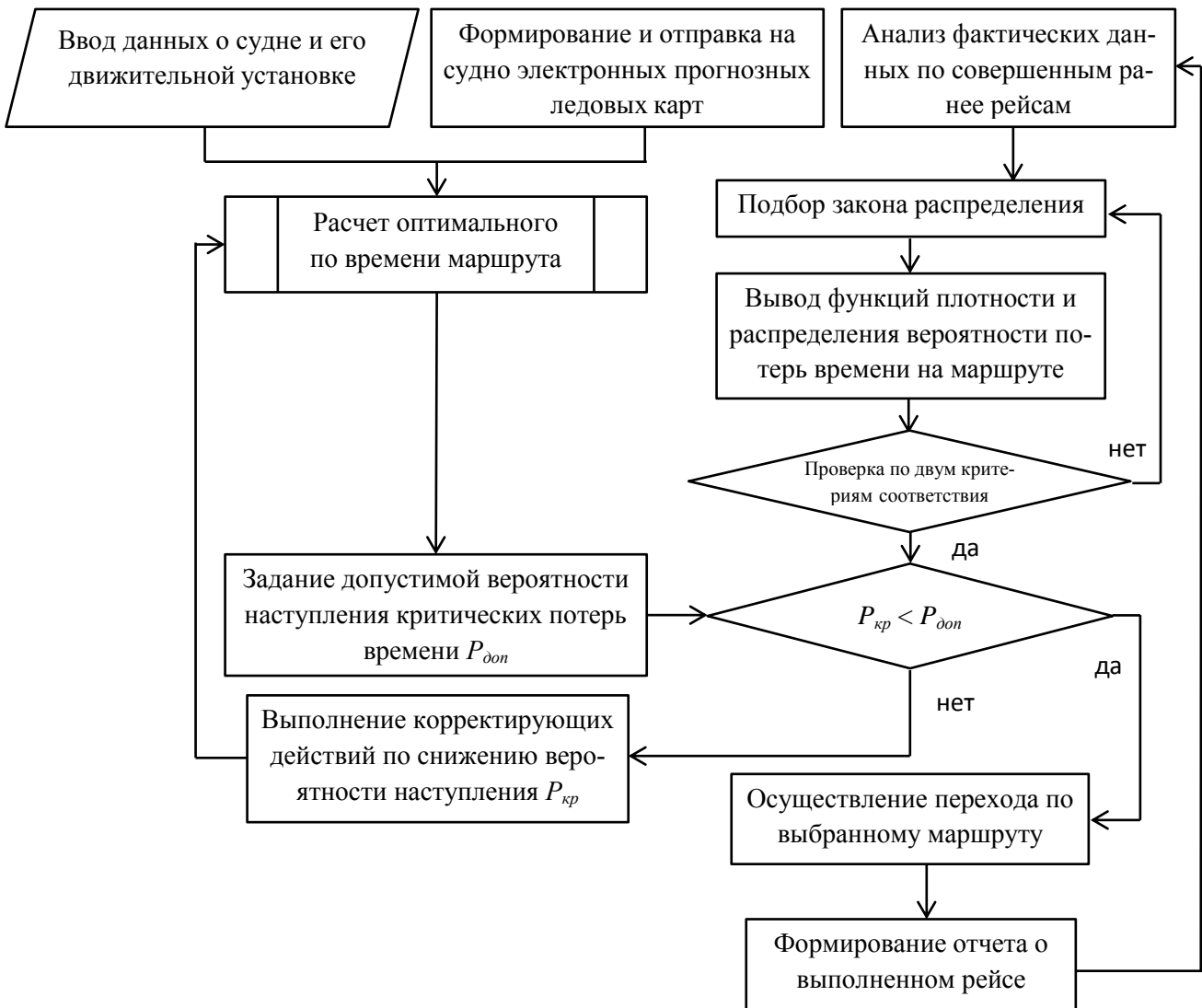


Рис.3 Схема реализации метода по определению оптимального маршрута в ледовых условиях с учетом обеспеченности ледовых прогнозов

Морской порт в районе п. Сабетта (ЯНО) начал работу в декабре 2017 г. в рамках проекта «Ямал СПГ». С учетом освоения новых месторождений СПГ и строительства железнодорожных магистралей порт становится крупнейшим логистическим узлом в зоне Северного морского пути. Открытие порта способствует многократному росту грузопотока в зоне СМП и повышению веса Арктического региона в ВВП страны.

С Новопортовского месторождения в 2014 году произошла первая отгрузка нефти морем, а начало промышленной эксплуатации пришлось на 2016 год. Отгрузка осуществляется на терминале «Ворота Арктики» — уникальном техническом сооружении высотой более 80 м, рассчитанном на работу в круглогодичном режиме в экстремальных природно-климатических условиях. Инфраструктура, созданная на месторождении и на берегу Обской губы, позволяет осуществлять перевалку до 8,5 млн тонн нефти в год. Поставки сырья с Нового Порты именно в Северную Европу оптимальны практически по всем параметрам: это географически самый близкий к месторождению импортозависимый регион, к тому же специализирующийся на переработке легких малосернистых нефтей, и сорт Novu Port соответствует этой специализации.

С точки зрения формирования опорных зон в Арктической зоне РФ исследование представленных статистических данных и применение фактических результатов исследования на практике будет иметь положительный эффект: рост экономической эффективности морских грузоперевозок придаст дополнительный импульс к развитию Ямало-Ненецкой и Ненецкой опорных зон.

Для того, чтобы получить функцию потерь времени, необходимо сравнить фактическое время прохождения определенного маршрута с расчетным, принимая, что расчетное время перехода будет оптимальным. Способ по определению оптимального маршрута в ледовых условиях подробно описан в работе [2]. Он основан на методе динамического программирования и позволяет получить оптимальный маршрут, как показано на рис. 4

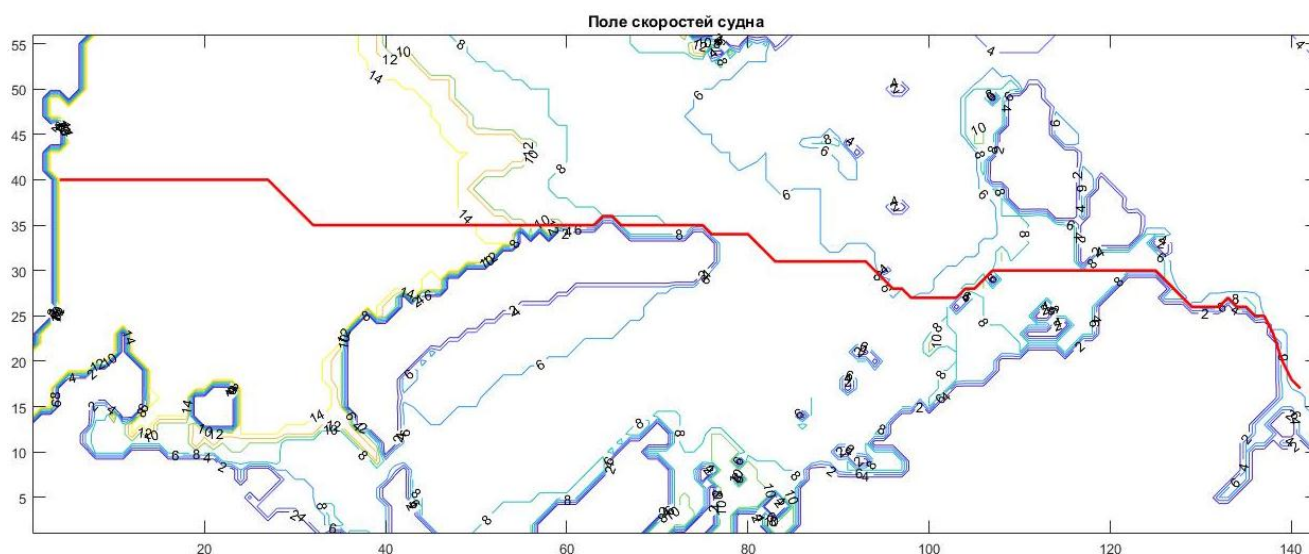


Рис. 4 Расчетный оптимальный по времени путь судна по маршруту Мурманск-Хатангский залив для судна ледового класса Arc7 в реальных ледовых условиях по состоянию на май 2018 г.

Опишем общий алгоритм, по которому предлагается провести анализ фактических данных в сравнении с расчетными.

1) Сбор статистических данных по совершенным рейсам, сравнение с расчетными данными и получение выборки случайных значений соответствующих временным потерям на переходе;

2) Определение выборочного математического ожидания m_x , дисперсию D_x , среднее квадратичное отклонение σ_x для полученной выборки случайных значений x_i по формулам (1-3)[4]:

$$\tilde{m}_x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (1)$$

$$\tilde{D}_x = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{m}_x)^2, \quad (2)$$

$$\tilde{\sigma}_x = \sqrt{\tilde{D}_x}. \quad (3)$$

3) Подбор вида распределения (т.е. закона). Закон теоретического распределения подбирается исходя из вида гистограммы. Необходимо ее построить. Вначале весь интервал изменения данных $[x_{min}, x_{max}]$ нужно разбить на участки одинаковой длины. Количество участков k определяется по формуле Стёрджесса (4)[4]:

$$k = \lceil 1 + 3.332 \lg n \rceil, \quad (4)$$

где [...] – операция округления до ближайшего целого. Будет определена ширина каждого интервала h и построена гистограмма распределения. Для этого после разбиения интервала $[x_{min}, x_{max}]$ на k участков подсчитывается число попаданий нашей величины в каждый участок n_j , затем строится гистограмма. По виду гистограммы подбирается теоретический закон распределения.

4) Подбор параметров распределения α и β (т.е. чисел, входящих в выражение для функции и плотности распределения), получение функций распределения и плотности;

5) Проверка правильности подбора с помощью критериев согласия Колмогорова и Пирсона.

Критерий согласия Колмогорова применяется для проверки правильности подбора теоретического распределения. Для его применения нужно найти максимальную по модулю разность между выборочной (опытной, эмпирической, экспериментальной) функцией распределения $\tilde{F}_x(x)$ и теоретической (генеральной, предполагаемой, подобранной) $F_x(x)$ (5)[4]:

$$D = \max_{x \in [a, b]} |F_x(x) - \tilde{F}_x(x)| \quad (5)$$

а по ней вычислить $\lambda = D\sqrt{n}$, которую сравнить с квантилем λ_p -распределения Колмогорова. Если величина λ не превосходит квантиля λ_p , то с доверительной вероятностью p статистическую гипотезу можно принять. Если же $\lambda > \lambda_p$, то теоретическое распределение подобрано неверно.

В критерии согласия Пирсона сравниваются между собой теоретические и эмпирические числа попаданий в интервалы. Возьмём те интервалы, по которым была построена гистограмма. Эмпирические числа попаданий в эти интервалы n_j мы сравниваем с теоретическим числом попаданий np_j , где p_j – вероятность попадания нашей величины в j -й интервал. Теоретическое распределение можно считать подобраным верно с доверительной вероятностью p , если суммарная квадратичная относительная разность между теоретическим и практическим числом попаданий в каждый интервал будет не очень большой: должно выполняться условие (6)[4]:

$$\sum_{j=1}^k \frac{(n_j - np_j)^2}{np_j} \leq \chi_p^2(k - m) \quad (6)$$

причём нужно, чтобы все $np_j \geq 5$. Здесь m – число ограничений, равное числу параметров выбранного закона распределения плюс 1. Так, для нормального и равномерного законов, а также законов Лапласа и Симпсона $m=3$, а для экспоненциального и Рэлеевского $m=2$.

Накопленные данные о рейсах определенных типов судов на определенных маршрутах позволяют произвести вышеуказанные расчеты. На основе обработки карт ледовых прогнозов и данных о фактических рейсах в промежуток с 2016 по 2018 г. в декабре для танкеров-шаттлов проекта «Штурман Альбанов» получена выборка, сведенная табл. 1

Результаты сравнения фактических и расчетных данных по рейсам на м. Каменный танкеров-шаттлов проекта «Штурман Альбанов» в декабре 2016-2018 гг

Разница между расчетной и фактической продолжительностью рейса (потери), сут	Количество событий
0,1	12
0,2	6
0,3	7
0,4	8
0,5	8
0,6	2
0,7	2
0,8	2
0,9	2
1.0	3
1.6	1
2.2	1
Итого	54

Выборочные параметры распределения (точечные оценки):

- математическое ожидание $m_x=0.4537$;
- дисперсия $D_x=0.1538$;
- среднеквадратичное отклонение $\sigma_x=0.392$.

Для построения гистограммы рассчитаем количество интервалов k по формуле Стэрджесса, $k=7$. Ширина интервала для построения гистограммы $h = 0.3$. Данные для построения гистограммы на рис. 5 представлены в табл.2

Данные для построения гистограммы

Номер интервала j	Левая граница a_j	Правая граница b_j	Число попаданий n_j
1	0.1	0.4	33
2	0.4	0.7	12
3	0.7	1	7
4	1	1.3	0
5	1.3	1.6	1
6	1.6	1.9	0
7	1.9	2.2	1

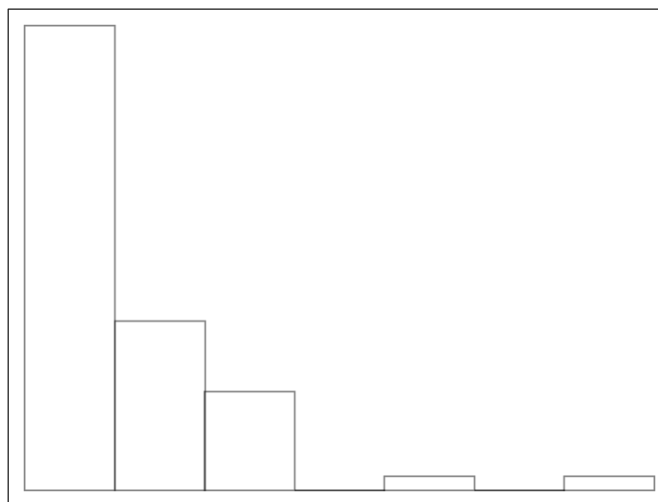


Рис.5 Гистограмма для полученной выборки

Наиболее подходящим для построенной гистограммы является экспоненциальный закон распределения. Для показательного распределения параметр α находим по формуле (7):

$$\alpha = \frac{1}{\bar{m}_x} = 2.2. \quad (7)$$

Выражение (8) для плотности показательного распределения для неотрицательных значений x :

$$f_x(x) = 2.2e^{-2.2x}, \quad (8)$$

для функции распределения (9):

$$F_x(x) = 1 - e^{-2.2x}. \quad (9)$$

Для применения критерия согласия Колмогорова нужно построить на одном графике теоретическую функцию распределения $F_x(x)$ и выборочную $\tilde{F}_x(x)$, а затем применить сам критерий. График эмпирической функции распределения $\tilde{F}_x(x)$ представляет ступенчатую линию: это ломаная со ступеньками высотой $1/n$ в точках с абсциссами x_i . Максимум разности между теоретической и эмпирической функциями распределения достигается как раз на одной из этих ступенек. Вычислим в этих точках выборочную $\tilde{F}_x(x)$ и подобранную теоретическую $F_x(x)$ функции распределения. Построим на одном графике $\tilde{F}_x(x)$ чёрной линией и подобранную $F_x(x)$ линией выбранного ранее цвета на рис.6. Вертикальной линией покажем максимальную по модулю разность между $F_x(x)$ и $\tilde{F}_x(x)$. Найдём её и вычислим статистику Колмогорова $\lambda = D\sqrt{n}$. Сравним найденную статистику с квантилем λ -распределения Колмогорова. Для этого была подобрана доверительная вероятность равная 0.971.

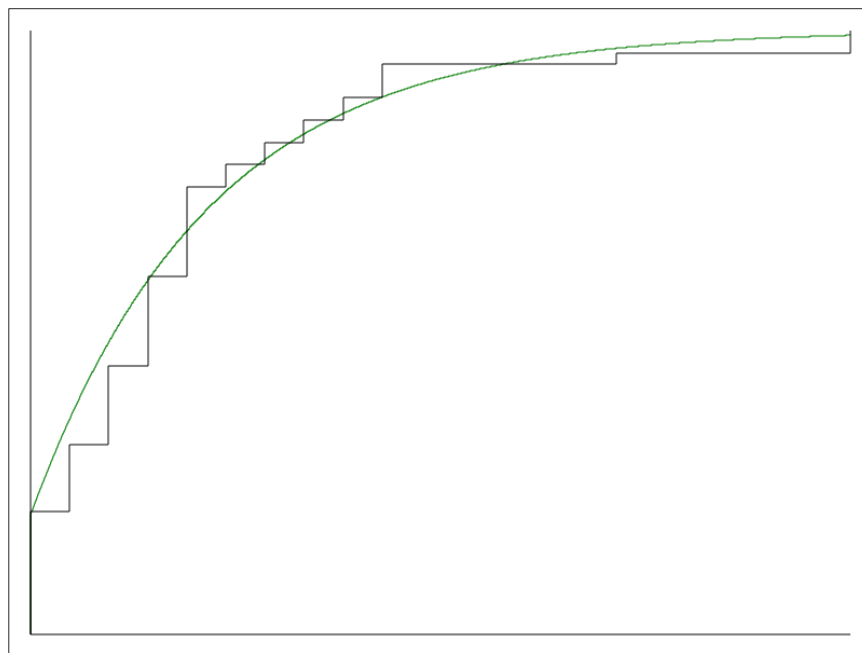


Рис. 6 проверка по критерию Колмогорова

Выбрана доверительная вероятность $p = 0.971$.

Максимальная разность $D = 0.19781$;

она достигается при $x = 0.1$.

Статистика Колмогорова $\lambda = D\sqrt{n} = 1.45359$.

Квантиль распределения Колмогорова $\lambda_{0.971} = 1.45492$.

Распределение подобрано верно, т.к. $\lambda \leq \lambda_{0.971}$.

Для проверки по критерию Пирсона выберем доверительную вероятность $p = 0.9$. Тогда:

Статистика Пирсона $\chi^2 = 3.17672$.

Число ограничений $m = 2$.

Квантиль χ^2 -распределения Пирсона $\chi^2_{0.9}(2) = 4.60517$.

Распределение подобрано верно, т.к. $\chi^2 \leq \chi^2_{0.9}(2)$.

Таким образом, с помощью метода по определению оптимального маршрута для судна, совершающего ледовое плавание на основе принимаемых на борту карт ледовых прогнозов. Получена функция вероятности критических потерь времени при плавании судна в ледовых условиях на основе анализа статистических данных по рейсам, совершенным судами на трассах СМП в период 2016-2018гг. Эти данные могут быть использованы для оценки финансовых рисков при планировании перевозок с участием участвовавших в выборке, а также схожих типов судов.

Корректное текущее планирование переходов с учетом прогнозов ледовой обстановки и мореходных свойств судна, а также учет обеспеченности прогнозов по продолжительности перехода при планировании повысит безопасность эксплуатации флота и экономическую эффективность морских грузоперевозок в регионах с тяжелой ледовой обстановкой; в дополнение к этому, задаст дополнительный импульс к развитию арктических опорных зон.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Tor E. Svendsen, Risk management of increased activity in the Arctic Region. Marine Transport in High North. - Oslo: Novus forlag. 2011. - p. 37-55.

2 Алешин А. А., Кубрин С. С. Оперативный расчет оптимального маршрута судна в ледовых условиях Арктики // Транспортное дело России. – 2018. -№6.- с. 287-290.

3 Вентцель Е.С. Теория вероятностей: Учеб. для вузов. -6-е изд. стер.- М.: Высш. шк., 1999.-576 с.

4 Иглин С.П. Математические расчёты на базе MATLAB. - Санкт-Петербург: СБХВ, 2005. - 640 с.

5 Белман Р. Динамическое программирование. -М.: Иностранная литература, 1960. - 400 с.

ESTIMATION OF TIME LOSS DURING SEA PASSAGE IN ICE CONDITIONS

¹Aleshin Alexander Alexandrovich, post-graduate student

²Kubrin Sergey Sergeyevich, Dr. Sci. Tech., Professor, Head of Laboratory at Federal State Institution of Science Institute of Comprehensive Exploitation of Mineral Resources of the Russian Academy of Sciences, Russian Academy of Sciences

¹Moscow State Academy of Water Transport – branch of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping",

Moscow, Russia, e-mail: alexal280593@gmail.com

²Federal State Institution of Science Institute of Comprehensive Exploitation of Mineral Resources of the Russian Academy of Sciences, Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia, e-mail: s_kubrin@mail.ru.

This article justifies the importance of method which making planning of shipping in harsh Arctic environment more predictable with respect to the sea passage duration. The method of identifying critical losses of time during navigation in ice conditions was described. Basing on this method the function of possibility of time losses was found and can be variable in accordance to the month when the sailing is planned. The calculations are based on data regarding voyages done by shuttle tankers in Russian Arctic (Murmansk – Novy Port) during 2016-2018 period.

КОГНИТИВНОЕ И ИМПУЛЬСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Бондарев Виталий Александрович, д-р техн. наук, профессор
 Бондарева Ольга Михайловна, ст. преподаватель
 Рагулина Изумруд Рамазановна, канд. геогр. наук, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
 Калининград, Россия, e-mail: dekanat_swf@bga.gazinter.net

Идеи когнитивной парадигмы открывают большие возможности использования современных достижений в области интеллектуального управления и когнитивного подхода в трудноформализуемых средах [1-3]. Одним из путей реализации когнитивного подхода является использование когнитивных карт, обеспечивающих обработку информации в режиме УС [12]. Это позволяет получить когнитивный образ, феномен которого обладает высокой динамичностью и информативностью

Развитие теоретических принципов интерпретации сложных процессов и явлений в морских катастрофах характеризуется интеграцией интеллектуальных технологий XXI века и высокопроизводительных вычислений. Такая интеграция обеспечивает решение сложных научно-технических проблем анализа и прогноза развития чрезвычайных ситуаций методами современной теории катастроф в условиях неопределенности и неполноты исходной информации.

Теория интеллектуальных систем (ИС) новых поколений, реализует динамическую модель катастроф, открывает возможности функционального анализа и математической логики при аналитической и геометрической интерпретации физических аспектов морских катастроф в пространствах поведения и управления, определяемых процессы идентификации, аппроксимации и прогноза. Реализация структурной и функциональной конфигурации интерпретирующих моделей чрезвычайных ситуаций в условиях неопределенности реализуется на основе методов современной теории катастроф с использованием когнитивной парадигмы, фрактальной геометрии и энтропийного анализа в рамках парадигмы обработки информации в мультипроцессорной вычислительной среде.

1 Теоретический базис когнитивного моделирования

Среди когнитивных карт следует выделить базовую модель, представляющую собой векторный функциональный граф (ВФГ) $\Phi = \langle G, X, P \rangle$, где $G = \langle V, E \rangle$ – орграф, X – множество параметров вершин V ; $P = E(X, E)$ – функция преобразования вершин. В зависимости от функции $E(X, E)$ вводятся различные расширения понятия ВФГ в виде модификаций когнитивной карты.

Интерпретация информации на основе когнитивной парадигмы реализована в рамках концепции самоорганизующихся систем. Формально модель знаний эволюционной динамики системы может быть представлена в виде когнитивной структуры [2]:

$$M(\text{Cogn} - \text{Know}) = \{F/m\}: J(\text{Imp}) \rightarrow J(\text{Out}), \quad (1)$$

где $\{F/m\}$ – когнитивная структура, реализующая динамическую модель СТК; $J(\text{Imp})$, $J(\text{Out})$ – вход и выход модели.

Оператор оценки истинности (адекватности) когнитивной структуры динамической модели СТК имеет вид

$$J\{\text{Cat}(a/A)\} \rightarrow J\{\text{Cat}(b/B)\}, \quad (2)$$

где $J\{\text{Cat}(a/A)\}$, $J\{\text{Cat}(b/B)\}$ – операторы, преобразующие элементы знания когнитивной структуры на входе и выходе интерпретирующей системы.

Многообразие результатов работы когнитивной структуры эволюционной динамики системы определяется как

$$\langle WF(a/A), F(b/B), F(c/C) \rangle. \quad (3)$$

Здесь $F(a/A)$, $F(b/B)$, $F(c/C)$ – функции интерпретации, описывающие элементы знания на входе, выходе и при описании результатов работы когнитивной структуры.

Эволюция когнитивной структуры пространства поведения (поле импульсов) в процессе развития текущей ситуации определяется в виде потока информации

$$Imp : J(e/E) : \{J(a/A)\} \rightarrow \{J(b/B)\}, \quad (4)$$

где $J(e/E)$ – энергия импульсов, задающих поток информации как эволюционной динамики в модельно-параметрическом пространстве развития текущей ситуации.

Траектория, реализуемая преобразованием (4) представляет собой последовательность состояний, смена которых осуществляется в зависимости от уровня действующих возмущений. Управление в процессе развития эволюции формируется НФС [2] на основе данных измерений, интегрированной системы знаний и моделирования на основе стандартных, нечетких и нейросетевых моделей.

Соотношения (1) – (4) позволяют представить текущую ситуацию и управление в пространстве поведения:

$$\begin{aligned} Str(\tau/t) : J\{Imp(a/A, b/B, c/C)\} &\rightarrow \\ &\rightarrow J\{Out(a/A, b/B, c/C)\}, \\ U : Imp(\tau/T) &\rightarrow Out(\tau_0/T), \end{aligned} \quad (5)$$

где τ_0/T – целевой аттрактор системы, движение к которому формируется на базе концептуальных решений в динамической среде MMS, а в условиях неопределенности – с помощью гипотез и упрощающих предположений в рамках синергетической парадигмы [1] - [6].

2 Когнитивные карты

Особенность когнитивной карты состоит в том, что с помощью такого представления можно моделировать разнообразные ситуации в интерпретируемых системах. При формировании когнитивного процесса используется информация о текущей ситуации, отражающая изменения модели поведения эволюционирующей среды. Эта информация получается, как результат когнитивного восприятия, которая включает набор когнитивных функций обработки информации распознавания образов и целей, а также построение модели взаимодействия.

Функции сегментации разделяют целевое поведение на элементы, а функция *управления* обеспечивает согласованность действий с новым поведением. Функция *селекции* выбирает нужный сценарий и соответствующий набор алгоритмов поведения. Реализация эволюционного процесса достигается путем разработки формализованных когнитивных концепций, принципов самоорганизации и самоуправления.

Иерархическая когнитивная карта. Методология иерархической когнитивной карты (ИКК) позволяет объяснять механизмы явлений в динамике взаимодействия, разрабатывать альтернативные сценарии развития текущих ситуаций и стратегии оценки генерируемых решений. На уровне ИКК каждая связь раскрывается до соответствующего уровня, который может содержать различные типы переменных. Иерархичность присущая сложным системам, позволяет представить ИКК как совокупность обобщенных объектов (вершин) верхнего уровня и составляющие их объекты нижних уровней.

3 Когнитивное моделирование самоорганизующихся систем

Динамические картины взаимодействия в условиях самоорганизации могут быть рассмотрены на основе когнитивного моделирования, позволяющего представить эволюционную динамику судна в виде когнитивной карты.

Замечательная особенность когнитивной карты состоит в том, что с помощью такого представления можно моделировать разнообразные ситуации в интерпретируемых системах. В качестве примера рассмотрена когнитивная карта, отображающая поведение сложной системы на основе СТК (Рис. 1)

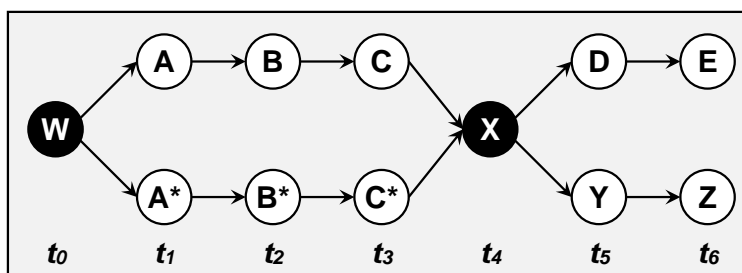


Рис. 1 - Универсальная когнитивная карта: A – E – этапы эволюции системы; X,D,E – фазы движения к целевому аттрактору; X,Y,Z – фазы, характеризующие потерю устойчивости

Картина поведения, представленная на этом рисунке 1, отображает развитие исследуемой ситуации в двух критических режимах: движение к целевому аттрактору и возникновение катастрофы. Представленная ситуация интерпретируется следующим образом. В результате оперативного контроля развития ситуации под воздействием внешнего возмущения W и априорных данных был реализован прогноз состояния NN-системы на основе принципа конкуренции (альтернативы A и A*). В течение развития ситуации применены управляющие воздействия (ситуации B и B*), предсказанные моделью эволюционной динамики, применение которых привело к изменению поведения NN-системы (ситуации C и C*). Однако в момент времени t_4 (символ X) вследствие интенсивного внешнего возмущения произошло резкое изменение поведения системы. Это событие выходило за рамки предсказанного и поэтому вызвало изменение эволюции системы. Контроль вновь возникшей ситуации при эффективности управляющих воздействий (ситуация D) привел к стабилизации ситуации в области целевого аттрактора (ситуация E). При недостаточной эффективности контроля (ситуация Y) возникает потеря устойчивости движения NN-системы (ситуация Z).

Другое приложение когнитивной карты рассмотрено для экстремальной ситуации «бродинг» в виде отображения последовательности символов $W \rightarrow Y$ или $W \rightarrow Z$ в зависимости от особенностей эволюции судна в условиях «потенциальной ямы» (рисунок 2). Возникновение ситуации «бродинг» (символ B – broaching) определяется явлением «захвата» судна набегающей волной (символ C – capture) [9 - 11].

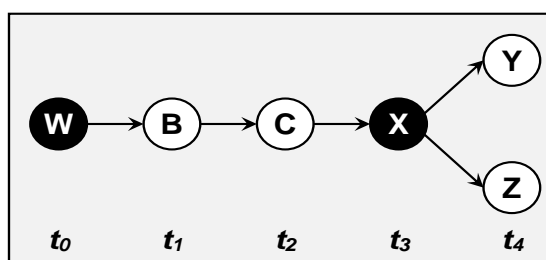


Рис.2 - Динамические картины интерпретации поведения судна в режиме «бродинг» на основе когнитивной карты

При выходе из состояния «захвата» (символ X) судно оказывается в «потенциальной яме», глубина которой характеризуется символами Y и Z. Ситуация Y связана с «потенциальной ямой» недостаточной глубины и судно продолжает эволюцию в виде неуправляемого разворота на волнении. В случае глубокой «потенциальной ямы» (символ Z) судно теряет остойчивость и опрокидывается при воздействии интенсивных возмущений W.

Исследования процессов самоорганизации судна позволило разработать универсальную когнитивную карту, особенность которой показана на рис. 3. На нем представлена эволюционная

динамика развития ситуации в рамках концепции «Динамика судна на волнении», рассматриваемой три типичные ситуации, рассмотренные выше на основе испытаний самоходных радиоуправляемых моделей на естественном волнении [6], [11].

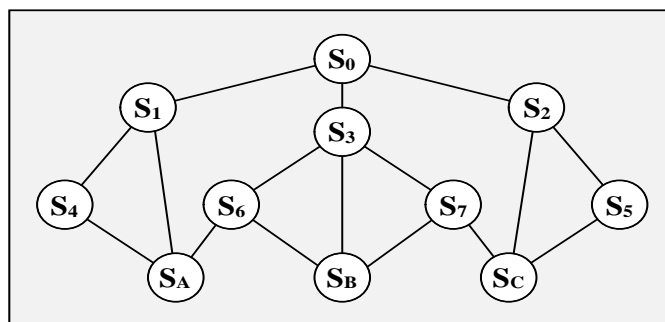


Рис. 3 - Универсальная когнитивная карта, отображающая экстремальные ситуации на волнении

На рисунке отображены возможные переходы из исходной ситуации S_0 и управляющие воздействия при реализации системы ППР. При этом S_1, S_2, S_3 – ситуации, определяющие возникновение полной потери остойчивости, резонансных режимов и «брочинга»; S_4, S_5 – ситуации, определяющие оценку опасности потери остойчивости и резонансных режимов качки; S_6, S_7 – ситуации, характеризующие выход из «потенциальной ямы» и потерю остойчивости в условиях интенсивных возмущений; S_A, S_B, S_C – управляющие воздействия в ситуациях S_1, S_2, S_3 . Корректировка когнитивной карты производится при увеличении внешнего возмущения в процессе развития ситуации, что позволяет повысить надежность системы ППР

4 Нечеткие когнитивные карты

Отображение информации в виде нечетких когнитивных карт (НКК) являются важным средством для описания ситуаций в среде MMS, представляемых концептами (переменными) и взаимосвязями между ними. Исходными данными при решении задачи определения оптимального пути являются: нечеткий ориентированный граф $G=(E,W)$, где E – множество вершин графа (концептов), характеризующих особенности эволюции судна в пространствах поведения и управления динамической модели СТК; W – множество связей между ними.

Практический пример НКК показан на рисунке 4 для последовательности оценки состояния судна [8].

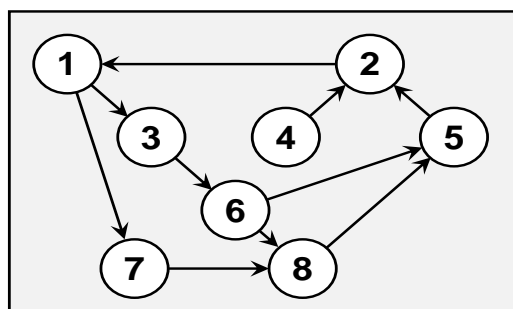


Рис. 4 - Модель НКК при оценке безопасности судна в критической ситуации:
 1 – уровень безопасности; 2 – критериальный базис; 3 – интерпретирующая модель;
 4 – принцип конкуренции; 5 – концепция УС [7]; 6 – объем вычислений;
 7 – генерация управленческих решений; 8 – уровень ППР

Моделирование поведения на когнитивных картах. Разработанная модель импульсного моделирования в среде MMS представлена на рисунке 5 в виде знакового ориентированного графа G_1 с тремя вершинами А,В,С и соответствующей матрицей смежности $A(G_1)$ [2]:

$$M(G_1) = F_1(A, B, C), \quad A(D_1) = F_2(A, B, C), \quad (6)$$

где А – вершина, определяющая текущую ситуацию; В – вершина, характеризующая уровень информационного обеспечения; С – вершина, определяющая уровень системы ППР.

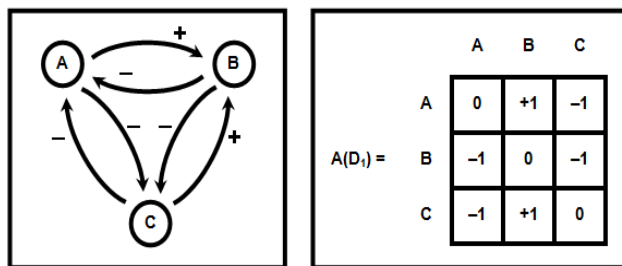


Рис. 5 - Ориентированный граф $M(G_1)$ и матрица смежности $A(D_1)$

Для придания динамичности используются импульсные процессы, с помощью которых в заданную вершину анализируемого графа G_1 вносится внешнее возмущение и рассматривается распространение этого импульса в виде последовательного изменения вершин в ходе импульсного процесса. Знак + на рисунке 5 означает усиливающее воздействие, а знак минус – ослабляющее.

На рисунке 6 рассмотрена модель оценки скачкообразных явлений, вызванных нестационарными порывами ветра.

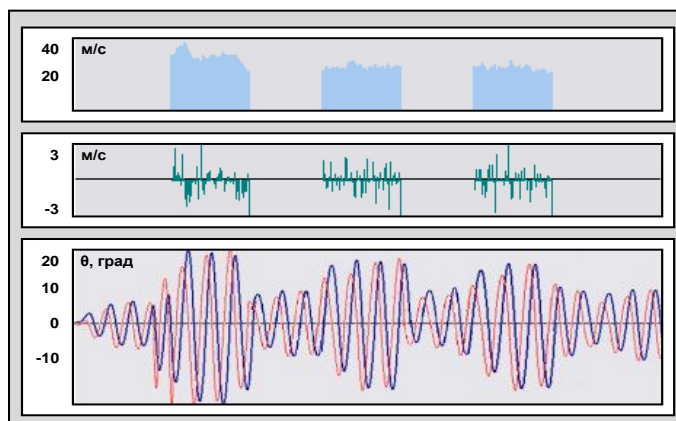


Рис. 6 - Функциональное пространство моделирования импульсных воздействий ветровых потоков

Моделирование в среде MMS выполнено с использованием модифицированного уравнения Матье [1,5]. В правой части этого уравнения введена импульсная функция, отображающая случайную последовательность имитации ветровых шквалов. На двух верхних дорожках изображены случайные нестационарные ветровые возмущения и флуктуации внутри отдельных отображений шквала, а на нижней дорожке – динамика взаимодействия с характерными скачкообразными изменениями поведения системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Бондарев В.А., Нечаев Ю.И. Искусственный интеллект в чрезвычайных ситуациях мореплавания. – Санкт-Петербург: Арт-Экспресс, 2017. – 336 с.
- 2 Нечаев Ю.И. Теория катастроф: современный подход при принятии решений. – Санкт-Петербург: Арт-Экспресс, 2011. – 392 с.
- 3 Нечаев Ю.И. Топология нелинейных нестационарных систем. – Санкт-Петербург: Арт-Экспресс. 2015. – 332 с.
- 4 Нечаев Ю.И. Компьютерная математика: теория и приложения. – Санкт-Петербург: Арт-Экспресс, 2019. – 368 с.
- 5 Нечаев Ю.И. Остойчивость судов на попутном волнении. – Л.: Судостроение, 1978.-176 с.

6 Нечаев Ю.И. Моделирование остойчивости на волнении. Современные тенденции. Л.: Судостроение, 1989.- 240 с.

7 Прикладные задачи динамики судов на волнении./ И. К. Бородай, В. А. Мореншильдт, Г. В. Виленский и др. Л.: Судостроение, 1989. – 258 с.

8 France W., Levadou M., Treacle T.W., Paulling J.R., Michel R.K., Moore K. An investigation of head-sea parametric rolling and its Influence on Container Lashing Systems // SNAME Annual Meeting 2001 Presentation, p.p.1 – 24.

9 Nechaev Yu., Zavyalova O. The broaching interpretation in learning intelligence systems // Proc. of 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design. Szczecin-Miedzyzdroje, Poland, 2001, p.p.253-263.

10 Nechaev Yu.I. Zavyalova O.P. Criteria basis for estimation of capsizing danger in broaching extreme situation for irregular following waves // Stability of ships and ocean vehicles. 8th International conference STAB-2003. Madrid. Spain. 2003, p.p.25-34.

11 Paulling J., Kastner S., Schaffran S. Experimental studies of capsizing of intact ships in heavy seas. IMCO. STAB/7. 1973. p.p. 1-54.

12 Urgent Computing Workshop 2007. Argonne National Lab, University of Chicago, April 25-26, 2007. Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://spruce.teragrid.org/workshop/urgent07.php>. (дата обращения 22.07.2019)

COGNITIVE AND PULSE MODELING

Bondarev Vitaly Alexandrovich, Dr. Tech. Sciences, Professor

Bondareva Olga Mikhailovna, Senior Lecturer

Ragulina Izumrud Ramazanovna, cand. geogr. Sciences, Associate Professor

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",

Kaliningrad, Russia, e-mail: dekanat_swf@bga.gazinter.net

The ideas of the cognitive paradigm opens up great opportunities for the use of modern advances in the field of intellectual management and the cognitive approach in difficult-to-formalize environments [1-3]. One of the ways to implement the cognitive approach is the use of cognitive maps that provide information processing in the UC mode [12]. This allows you to get a cognitive image, the phenomenon of which is highly dynamic and informative.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ РАЗЖИЖАЮЩИХСЯ ГРУЗОВ В ТРЮМАХ БАЛКЕРОВ

¹Гуральник Борис Самуилович, канд. техн. наук, доцент

²Кубрин Сергей Сергеевич, д-р техн. наук, профессор

¹Сирота Александр Константинович, доцент, капитан дальнего плавания

¹Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ», Калининград, Россия, e-mail: kaf-bm@bga.gazinter.net

²ФГОУ Московская государственная академия водного транспорта, г. Москва, Россия, e-mail: s_kubrin@mail.ru

Аварии в случае наступления разжижения навалочного груза, как правило, заканчиваются гибелью судов и их экипажей. В статье показано, что во время развития таких аварий можно выделить первый период, когда у судна развивается начальный угол крена до 10 градусов и завершающий период, который быстро заканчивается опрокидыванием судна. В статье исследуются кинематические характеристики аналога глиноподобной массы, образующейся при разжижении навалочных грузов

Несмотря на техническое совершенствование в последние годы, судов - балкеров, корректировку правил перевозки навалочных грузов, продолжаются аварии судов из-за разжижения грузов в трюмах.

Об актуальности этого вопроса свидетельствует последний инцидент, случившийся 8 – 12 Мая 2019 года. Балкер New Beginning (дедвейт 56098 т) загруженный никелевой рудой в Новой Каледонии вышел 8 Мая в рейс. На следующий день на судне обнаружили крен, который продолжал расти. Судно было вынуждено вернуться 12 Мая в порт погрузки с креном 10⁰.

Анализ многих аварий показал, что вначале аварийное судно получает начальный крен 4⁰ – 10⁰, а затем наступает завершающий период аварии - опрокидывание судна [1]. На многих судах начальный крен появляется неожиданно, «вдруг», а на других судах проявляется за некоторое время.

Например, m/v «Padang Hawk» неожиданно получил крен 15градусов на левый борт в условиях сильной качки и ветра силой 6 – 7 баллов. Осмотр показал, что в четырёх трюмах из пяти никелевая руда сместилась на левый борт и по состоянию напоминала «ice cream» [2].

Аналогично m/v «Jian Fu Star» в условиях зыби вдруг получил крен 5 градусов левый борт [2].

M/v «Hui Long» [3], двигаясь западным курсом в районе о. Суматра, испытывал качку на оба борта с амплитудой 10 – 15градусов оба борта, когда неожиданно получил крен 15 градусов.

M/v «Trans Summer» [2] в шторм большой волной накренило на угол более 20 градусов. Кромка палубы вошла в воду, после чего судно получило остаточный крен на левый борт 10 градусов.

На пятые сутки плавания на m/v «Nasco Diamond» при ветре силой 6 – 7 баллов обнаружили крен 3 градуса на левый борт [2]. В это время судно испытывало незначительную качку 0 – 7⁰ на левый борт. Обследование показало, что в кормовой части трюмов № 1 и № 4 произошло разжижение груза на глубину примерно 50 - 60 см, а в трюме № 5 приблизительно 20 – 40см.

На пароходе «Магадан» [4] образовался крен 5⁰ от подвижки верхнего слоя груза высотой 1,5 – 2,0 м на левый борт, который перемещался с периодом колебаний равным периоду качки. На греческом теплоходе «Валмас» [4] после разжижения свинцового концентрата поверхность штабеля почти на метр была покрыта водой.

Разжижение груза на всех аварийных судах наступало в условиях значительного ветра и волнения, когда суда испытывали, как правило, бортовую качку с амплитудами более 10 - 15⁰.

По материалам расследования таких аварий в [1] было отмечено, что в случае разжижения штабель груза имеет трёхфазную структуру. Верхняя часть представляет собой выделившуюся на поверхности фильтрационную воду с взвесью из вымытых из штабеля пылевидных и мелких частиц.

Большое количество воды, выступившее на поверхности груза одновременно в нескольких трюмах, может значительно ухудшить остойчивость и даже привести к появлению у судна отрицательной начальной остойчивости, как было показано в [5].

Другая часть штабеля состоит из глиноподобной вязкой массы, а третья включает остальные твёрдые частицы или скелет груза. Такое представление состава разжижившегося груза помогает объяснить характер развития аварий во времени.

Груз в трюм балкера обычно загружается со скосами к бортам и переборкам. Миграция влаги в штабеле груза в трюме происходит в виде фильтрации через поры, пустоты между отдельными частицами груза.

Из-за извилистости и сложной формы поровых каналов фильтрация будет происходить по разным направлениям, скорости фильтрации по направлениям будут отличаться. Причинами фильтрации являются крен судна вследствие несимметричной загрузки относительно диаметральной плоскости судна и дополнительный гидравлический уклон, появляющийся от качки.

Таким образом, фильтрация влаги в штабеле груза вызывается статической составляющей из-за неравномерности загрузки судна относительно диаметральной плоскости и динамической от качки судна.

В зависимости от влагосодержания груза и интенсивности качки, при разжижении груз в трюме принимает форму, как показано на Рис. 1 – 3.

На рис. 1 и 2 показаны бокситы после разжижения в трюмах судов [6]. На рисунке 1 видно, что свободная вода выделилась по границе блюдца и в виде отдельных лужиц в блюдце штабеля груза. После разжижения груз осел и глиноподобная масса распределилась по периметру штабеля. На Рис. 2 видно, что жидкая фаза при разжижении груза скапливается на скосах штабеля груза и в его блюдце.

На Рис. 3 представлена разновидность железной руды (Iron Ore Fines) в стадии разжижения [7]. На левой части рис. 3 видна более жидкая составляющая груза, а справа его более вязкая глиноподобная часть.



Рис. 1 Бокситы после разжижения в трюме



Рис. 2 Бокситы после разжижения в трюме



Рис. 3 Железная руда (Iron Ore Fines) после разжижения в трюме

Как следует из описаний аварий и наблюдения показывают, что жидкая фаза разжиженного груза практически мгновенно смещается на опущенный борт. Характер движения более вязкой составляющей не известен.

Для определения кинематических характеристик глиноподобной массы в БГАРФ были проведены две серии экспериментов. В первых опытах определялась скорость перемещения глиноподобной массы, а во вторых особенности её перемещения.

В опытах был использован сосуд, заполненный вязкой смесью, влажностью 26,90%, по свойствам подобной глиноподобной массе.

Данная ёмкость помещалась на платформу, устанавливаемую под заданным углом, и замерялось время перемещения исследуемого вещества, пока его свободная поверхность не устанавливалась параллельно основанию. Время перемещения исследуемого вещества фиксировалось секундомером. В качестве платформы использовался стандартный ящик ИМО, для определения угла естественного откоса навалочных грузов. В опытах устанавливались углы в пределах 20° - 40° . При каждом угле опыт повторялся три раза.

На Рис. 4 показаны скорости смещения испытуемого вещества, в зависимости от угла установки ёмкости. Как видно из рис. 4 полученные скорости составляют 1,0 – 1,89 мм/с и график носит линейный характер.

Очевидно, что при таких малых скоростях глиноподобная масса не может быть причиной неожиданного появления у судна начального крена и быстрого его роста на заключительном периоде аварии.

При проведении первой серии опытов было отмечено, что свободная поверхность исследуемого вещества при смещении получает некоторый прогиб в средней части по длине.

Поэтому во второй серии опытов выполнена визуализация смещаемой свободной поверхности при разных углах установки ёмкости.

На Рис. 5 показаны фото свободной поверхности при угле установки ёмкости 20° .

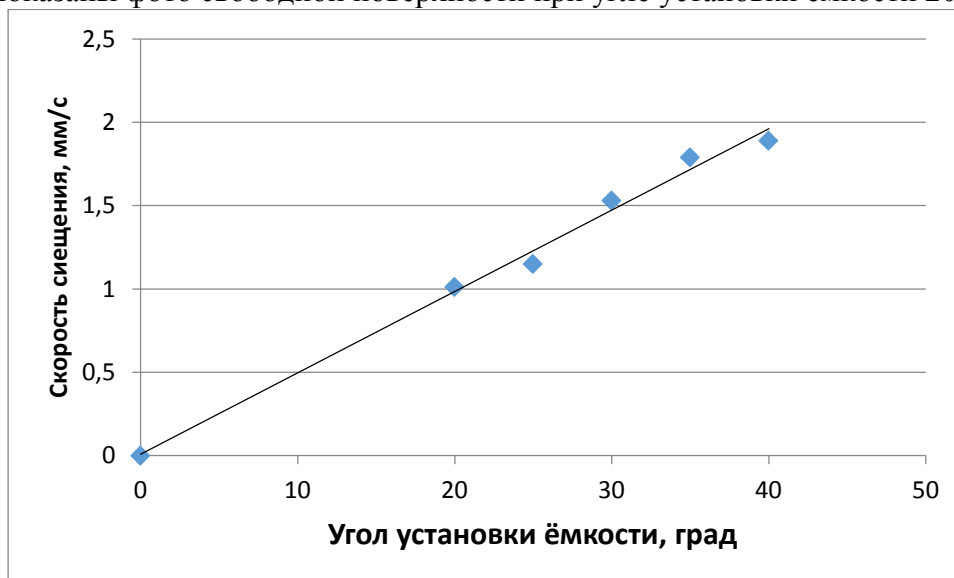


Рис.4 Скорость перемещения вязкого вещества



Рис. 5 Визуализация свободной поверхности испытуемого вещества

На Рис. 5 видно, что несколько первых и последних нитей на свободной поверхности смещаются на расстояния примерно в два раза меньше, чем в средней части ёмкости. Это свидетельствует о том, что при смещении груза его средняя часть испытывает наибольшие напряжения, в

этом районе возможен разрыв связей между отдельными частичками груза и его лавинообразное смещение, что вероятно, и наблюдается во время аварий.

Данные опыты проведены с аналогом глиноподобной массы, имеющей пылеобразную структуру и приведённую в текучее состояние. На следующем этапе планируется повторить опыты с влагонасыщенным веществом, состоящем из гранул и с реальным разжижающимся грузом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Гуральник Б.С, Сирота А.К, Якута И.В. К вопросу о безопасности балкера при разжижении груза. - Известия Калининградского государственного технического университета.- 2018.-№ 51.- С.121-127.

2 Michael C. Munro and Abbas Mohajerani. Liquefaction Incident of Mineral Cargoes on Board Bulk Carriers.-Materials Science and Engineering.-Volume 2016, Article ID 5219474,20 pages. <http://dx.doi.org/10.1155/2016/5219474>

3 Report of Investigation into the Sinking of m/v “Hui Long” on May 2005. The Hong Kong Special Administrative Region Marine Department. 2006.- 21 p.

4 Аксютин Л.Р., Благовещенский С.Н. Аварии судов от потери остойчивости. Л.: Судостроение, 1975.- 197 с.

5 Гуральник Б.С. Евтушенко И.Д., Подколзин С.С. О необходимости учёта разжижения груза бортовой интеллектуальной системой для обеспечения безопасности судна//Морские интеллектуальные технологии №4 (38) т.2 Труды V Международного Балтийского морского форума, 2017.- С64-68.

6 Report of the marine safety investigation into the loss of a bulk carrier in the South China Sea on January 2nd 2015. Bahamas Marine Authority. 2015.-64 p.

7 Captain Tugan. Cargo Liquefaction and dangers to ship. Istanbul Technical University, Faculty of Maritime, Tuzla34940, Turkeu.

SOME PECULIARTIES LIQUEFYING CARGOES BEHAVIOR IN CARGO HOLDS OF BULK CARRIERS

¹Guralnik Boris Samuilovich, Kandidat of Technical Sciences, associate Professor

²Kubrin Sergei Sergeevich, Doctor (Tech.), Professor of the Department "Management of the ship"

¹Sirota Alexander Konstantinovich, associate Professor, Master Mariner

¹Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: kaf-bm@bga.gazinter.net

²Moscow State Academy of Water Transport (MSAWT),
Moscow, Russia, e-mail: s_kubrin@mail.ru

Accidents caused by bulk cargo liquefaction, as a rule, result in the shipwrecks. The paper shows the case of such accidents having initial stages when the vessel develops an initial heel up to 10 degrees and the final period which quickly ends with the capsizing. The paper presents kinematic characteristics of an analogue of clay-like mass formed during the liquefaction of bulk cargoes.

ОЦЕНКА МАНЕВРЕННЫХ КАЧЕСТВ СУДНА НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИОННО-ЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА УСЛОВИЙ АВАРИЙ СТОЛКНОВЕНИЙ СУДОВ

Данилов Юрий Аронович, канд. техн. наук, профессор кафедры судовождения
Гаврильченко Галина Николаевна, преподаватель-инструктор БЦМПО
Хехнёв Алексей Дмитриевич, инженер-судоводитель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: galina.gavrilchenko@mail.ru

Влияние взаимодействующих факторов значительно сильнее суммарного влияния тех же факторов. Это позволяет предложить следующую гипотезу: маневренные характеристики судов, полученные в благоприятных условиях, предписанных правилами, на относительных глубинах T/H , отношение динамической осадки к глубине места менее 0,9 значительно отличаются от реальных. В реальных комплексных условиях эти величины могут ухудшаться в $2 \div 3$ раза. Так, угловая скорость поворота уменьшается, а радиус циркуляции увеличивается

Маневренные характеристики судов являются чрезвычайно важными объектами на всех этапах существования судна от проекта до завершения эксплуатации [1].

Управляя морским подвижным объектом, используют не только стандартные данные о курсе, скорости и координатах судна, но и информацию об их производных и оценках возмущающих сил и моментов для минимизации отклонения судов от заданной траектории движения [2].

Конструктивный путь обеспечения безопасности плавания судна реализуют в процессе проектирования. Учитывают требования действующих стандартов, современных международных конвенций, правил классификационных обществ и других организаций к прочностным и маневренным характеристикам судна.

Опасность рассматривают как комплекс условий, способствующих выходу судна из нормального эксплуатационного состояния. Опасность мореплавания определяют количественными и качественными показателями морских судов как системы управления: судна (объект управления), экипажа (субъект управления), состоянием окружающей среды и груза.

Для предупреждения навигационных аварий необходима информация о состоянии всех звеньев системы. Информация необходима в форме доступной и удобной для своевременного эффективного использования в управлении судном.

В описаниях навигационных аварий судов эксперты достаточно полно представляют данные о судне и условиях плавания. Поскольку оценку условий выполняет судоводитель, то комплекс условий плавания охватывает все три компоненты системы и заслуживает всесторонней оценки с учетом мореходных качеств судна. Чрезвычайно важно то, что маневренные и мореходные качества судна определяют в сравнительно благоприятных простых условиях, в соответствии с международными правилами, а плавания проходят в реальных комплексных условиях. Сомнение в эффективном применении информации о маневренных характеристиках судна для оценки (план перехода) вызывает совместное представление статистики аварий и традиционного графического представления маневренных качеств морских судов,.

С учетом приведенных обсуждений проблемы безопасности мореплавания предложены результаты анализа сопряженных, т.е. взаимодействующих факторов для оценки условий навига-

онных аварий столкновений судов в узкостях на ограниченных глубинах. Выполнен анализ сопряженных факторов по 56 авариям для 112 судов-участников. В таблице 1 приведены основные результаты анализа. H_{CF} - неопределенность трех сопряженных факторов; $H_{L/CF}$ – совместная неопределенность трех сопряженных факторов и длины судна, $T_{L/CF}$ – мера связи трех сопряженных факторов и длины судна, $K_{L/CF}$ – коэффициент информационной связи трех сопряженных факторов и длины судна. Информационно-логический анализ по этим материалам выполнен ранее [3 - 8].

Таблица 1

Сводка расчетов связи сопряженных факторов и длины судов аварий столкновения судов

1 Сопряженные факторы F_{GL}, H/L, $T_{днн}/H$ и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=5,494$	$H_{L/CF}=6,178$	$T_{L/CF}=2,319+5,3949-6,178=1,635$	$K_{L/CF}=\frac{1,635}{2,319}=0,705$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 столкновений, 204 столкновений и посадок на грунт показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 1,64; 2,28 раза соответственно			
2 Сопряженные факторы $H/Hм$; H/L; $Tд/H$ и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=4,865$	$H_{L/CF}=5,677$	$T_{L/CF}=2,318+4,685-5,677=1,505$	$K_{L/CF}=\frac{1,505}{2,3189}=0,649$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 столкновений, 204 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 1,42; и в 1,99 раза соответственно			
3 Сопряженные факторы. F_{GH}; $H/Hм$; $Tд/H$ и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=5,281$	$H_{L/CF}=6,248$	$T_{L/CF}=2,318+5,281-6,248=1,351$	$K_{L/CF}=\frac{1,351}{2,318}=0,582$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 столкновений судов, 204 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 1,591 и в 1,953 соответственно			
4 Сопряженные факторы F_{GL}; $H/Hм$; $Tд/H$ и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=5,234$	$H_{L/CF}=6,146$	$T_{L/CF}=2,319+5,234-6,146=1,406$	$K_{L/CF}=\frac{1,406}{2,319}=0,607$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 столкновений, 204 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 1,695; и 2,036 раза соответственно			
5 Сопряженные факторы. F_{GL}; $H/Hм$; H/L и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=5,454$	$H_{L/CF}=6,090$	$T_{L/CF}=2,319+5,454-6,090=1,672$	$K_{L/CF}=\frac{1,672}{2,319}=0,687$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 посадок на мель, 204 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 2,098; и 2,366 раза соответственно			
6 Сопряженные факторы. F_{GH}; $Tд/H$; V и информационная связь пяти классов длины судов.			
$H_{CF}=5,918$	$H_{L/CF}=6,520$	$T_{L/CF}=2,319+5,918-6,520=1,717$	$K_{L/CF}=\frac{1,717}{2,319}=0,740$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 56 столкновений, 204 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 2,45; и 2,85 раза соответственно (для объединенной модели $N = 150$ усиление влияния в 2,1)			

Кроме расчета коэффициента связи анализ сопряженных факторов позволяет увидеть некоторые особые сочетания условий. В таблице выборки количество возможных вариантов сочетаний

значений диапазонов критериев и диапазонов длины судов составляет $5^4 = 625$. Вероятность случайного попадания в одно из этих сочетаний одного из 112 судов порядка 0,18, вероятность случайного повтора 0,0324, вероятность случайного третьего наблюдения 0,006. Случаи повторного наблюдения аварий в определенных сочетаниях условий определены этими сочетаниями условий и проявляются в информационных моделях

Таблица 2

Коэффициенты связи критериев и длины судна по предшествующим исследованиям

Коэффициенты отдельных факторов	Посадка N=86	Объединённая модель N=204	Столкновения N=112
КТд/Н	0,064	0,107	0,185
KFrL	0,085	0,087	0,072
КН/Л	0,074	0,115	0,172
$\sum K_i$	0,223	0,349	0,458
K_{xxx}	0,705	0,705	0,705
$K_{xxx}/\sum K_i$	3,161	2,020	1,539

1 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна F_{rL} ; относительной глубины по длине судна H/L ; отношения динамической осадки судна к глубине места $T_{дин}/H$. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,765, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 1,64 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 2,28 раза.

Многочисленные повторные наблюдения аварий:

небольшие и средние суда на относительно больших глубинах;

большие суда на относительно малых глубинах, возможно, завышена скорость, не учтена просадка судна.

2 Совместное проявление трех критериев: отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m ; относительной глубины по длине судна H/L ; отношения динамической осадки судна к глубине места $T_{дин}/H$. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,587, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 1,42 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 1,99 раза.

Многочисленные повторные наблюдения аварий:

небольшие и средние суда на относительно малых глубинах, возможно, завышена скорость, не учтена просадка судна;

большие суда на относительно малых глубинах, возможно завышена скорость, не учтена просадка судна.

3 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по глубине F_{rH} ; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m ; отношения динамической осадки судна к глубине места $T_{дин}/H$. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,582, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 1,591 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 1,953 раза.

Многочисленные повторные наблюдения аварий:

небольшие и средние суда на относительно малых глубинах, возможно завышена скорость, не учтена просадка судна;

большие суда на относительно больших глубинах, в целом условия благоприятные, необходима оценка узкости.

4 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна Fr_L ; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m ; отношения динамической осадки судна к глубине места $T_{дин}/H$. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,607, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 1,695 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 2,036 раза.

5 Рассмотрим совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна Fr_L ; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m ; относительной глубины по длине судна H/L . Коэффициент трех сопряженных факторов 0,724, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 2,098 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 2,336 раза.

Многократные повторные наблюдения аварий:

средние суда на относительно малых глубинах, возможно, завышена скорость, не учтена просадка судна; большие суда на относительно больших глубинах, возможно завышена скорость.

6 Совместное проявление трех критериев: отношение динамической осадки к глубине места, критерий Фруда по глубине места, относительная ширина узкости. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,740, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов тех же трех факторов для разного количества измерений получим, что для 56 столкновений судов коэффициент усиления составляет 2,45 раза, для 204 посадок на мель и столкновений 2,85 раза.

Многократные повторные наблюдения аварий:

средние суда на безопасных малых глубинах, возможно, ограниченное пространство и взаимодействие корпусов судов; большие суда на относительно ограниченных глубинах, возможно, завышена скорость.

Результаты анализа сопряженных факторов по авариям столкновений судов в стесненных условиях можно продемонстрировать на графиках маневренных характеристик судов. Увеличение влияния взаимодействия сопряженных факторов можно показать как увеличение относительного радиуса циркуляции и снижения относительной угловой скорости. На рисунках 1 и 2 кроме базовых линий показаны возможные зависимости этих относительных характеристик на основе сравнения коэффициентов связи сопряженных факторов и коэффициентов связи, полученных в предшествующих исследованиях [отчет]: анализ 86 посадок судов, анализ 204 аварий судов участников столкновения и посадок.

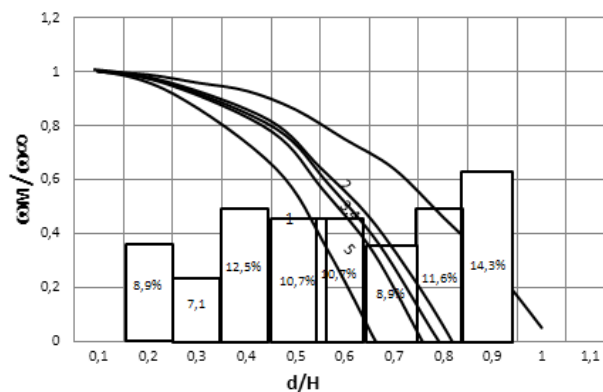


Рис. 1 - Влияние ограниченных глубин на относительную угловую скорость судов и распределение аварий по диапазону относительных глубин $d/H = 0,1 \div 1,0$. Линии под номерами 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют усилению влияния различных сочетаний сопряженных факторов. 1. Fr_L ; H/L ; $T\partial/H$; 2. H/H_m ; H/L ; $T\partial/H$; 3. Fr_H ; H/H_m ; $T\partial/H$; 4. Fr_L ; H/H_m ; $T\partial/H$; 5. Fr_L ; H/H_m ; H/L .

Влияние сопряженных, т.е. взаимодействующих факторов значительно сильнее суммарного влияния тех же факторов. Некоторые сочетания факторов усиливают влияние в два-три раза. Это позволяет предложить гипотезу: маневренные характеристики судов, полученные в благоприят-

ных условиях, предписанных правилами, на глубинах T_d/H отношение динамической осадки к глубине места менее 0,9 значительно хуже в реальных условиях. Снижение относительной угловой скорости и увеличение относительного радиуса циркуляции не менее величины, снятой с графика. В реальных комплексных условиях эти величины могут ухудшаться в 2-3 раза, это хорошо видно на графиках статистики и вполне соответствует установке «Хорошей морской практики»: считай себя ближе к опасности.

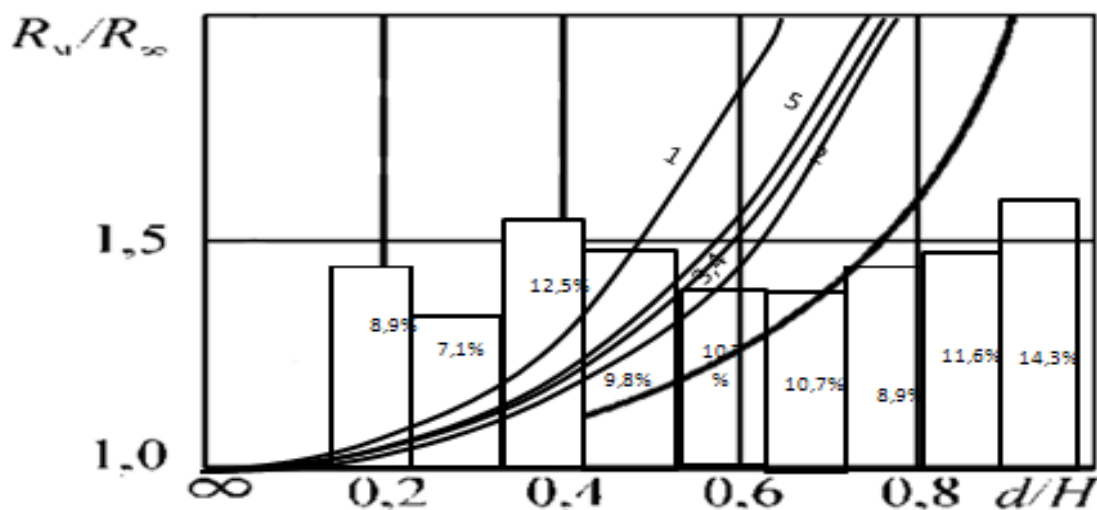


Рис.2- Увеличение радиуса циркуляции R_d/R_∞ на ограниченных глубинах, где отношение осадки судна к глубине менее единицы $d/H < 1$, по сравнению с радиусом циркуляции судна на глубокой воде и распределение аварий по диапазону относительных глубин $d/H = 0,1 \div 1,0$. Линии под номерами 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют усилению влияния различных сочетаний сопряженных факторов: 1. $FrL; H/L; T_d/H$; 2. $H/H_m; H/L; T_d/H$; 3. $FrH; H/H_m; T_d/H$; 4. $FrL; H/H_m; T_d/H$; 5. $FrL; H/H_m; H/L$.

Эта гипотеза позволяет перейти от качественной оценки лучше-хуже к количественной оценке. Например, на относительной глубине 0,3 радиус циркуляции увеличивается не на 5%, а на 10÷15%, угловая скорость снижается не на 5%, а порядка 15%; при относительной глубине 0,5 радиус циркуляции увеличивается не на 10÷15%, а на 45%, угловая скорость снижается не на 20%, а порядка 45%. Проверка гипотезы возможна по данным регистрации данных о движении судна. откорректировать по графикам

Оценки маневренных качеств судов, полученные в результате информационно-логического анализа сопряженных факторов, влияют на то, что значительная часть аварий происходит в сравнительно благоприятных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Теория и практика судовождения. БГАРФ Сборник научных трудов. Вып.8 Калининград, 1995. – С. 85.
- 2 Дмитриев С.И. Высокоточная морская навигация 1991г СПб.: Судостроение, С.224
- 3 Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов. НЦРФ ЦНИИ. Электроприбор – 2003. – С. 3-8
- 4 Данилов Ю.А., Благодаров С.И. Оценка маневренных качеств судна. управление безопасностью мореплавания и подготовка морских специалистов SSN'2006: материалы шестой международной конференции. Калининград: БГАРФ, 2007.- С. 7 – 16

5 Отчет о выполнении инициативной научно-исследовательской работы по теме: Исследование условий посадки на грунт и столкновений судов в узкости на ограниченных глубинах Руководитель темы: Данилов Ю.А. Рег. № . 115040910018, 2015. 76 с.

6 Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н. Посадки на грунт и столкновения судов на ограниченных глубинах в узкостях как натурный эксперимент. XI Международная конференция «Инновация в науке образовании и бизнесе» 23-27 сентября 2013 г Калининград: изд. КГТУ, 2013. С.303 - 305

7 Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н. Связи длины судна и условий посадки судна на грунт II Балтийский морской форум Международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии» Тезисы докладов 2014. С. 35 - 40

8 Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н. Объединенная модель посадок судов на грунт и столкновений в узкостях на ограниченных глубинах. Балтийский морской форум: 2016. С.76 - 84

ASSESSMENT OF MANEUVERABLE QUALITIES OF THE VESSEL ON THE BASIS OF THE DATALOGICAL ANALYSIS OF CONDITIONS OF ACCIDENTS OF COLLISIONS OF VESSELS

Danilov Yuriy Aronovich, Cand. Tech. Sci., professor of chair of navigation FGBOU
Gavrilchenko Galina Nikolaevna, teacher-instructor of BALTIC CENTER OF SEA
PROFESSIONAL EDUCATION of FGBOU
Chechnev Aleksey Dmitrievich, navigator

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: galina.gavrilchenko@mail.ru

Influence of the interacting factors is much stronger than total influence of the same factors. Some combinations of factors strengthen influence by two-three times. It allows to offer the following hypothesis. The maneuverable characteristics of vessels received in the favorable conditions ordered by rules at relative depths of D_D/D (the relation of dynamic draft to place depth) less than 0.9 considerably differ from real. Decrease in relative angular speed and increase in relative radius of the circulation not less than the size removed from the schedule. In real complex conditions these sizes can worsen by 2 ÷ 3 times, it is well visible on schedules of statistics and quite corresponds to installation "Good sea practice": consider yourself closer to danger.

ОЦЕНКА МАНЕВРЕННЫХ КАЧЕСТВ СУДНА НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИОННО-ЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА УСЛОВИЙ АВАРИЙ ПОСАДОК СУДОВ НА МЕЛЬ

Данилов Юрий Аронович, канд. техн. наук, профессор кафедры судовождения
Гаврильченко Галина Николаевна, преподаватель-инструктор БЦМПО
Ясюк Михаил Витальевич, инженер-судоводитель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: galina.gavrilchenko@mail.ru

Влияние взаимодействующих факторов значительно сильнее суммарного влияния тех же факторов. Некоторые сочетания факторов усиливают влияние в два-три раза. Это позволяет предложить следующую гипотезу. Маневренные характеристики судов, полученные в благоприятных условиях, предписанных правилами, нужно воспринимать как следующую установку: на относительных глубинах T_d/H отношение динамической осадки к глубине места менее 0,9 происходит снижение относительной угловой скорости и увеличение относительного радиуса циркуляции

Задачи навигации и автоматического управления движением судна относятся к числу основных задач, решаемых на борту морских судов. Для решения этих задач необходимо соответствующее информационное обеспечение достаточное для управления движением судна по заданной траектории.[1]

Навигационная авария – это результат опасного состояния системы «судно – экипаж – окружающая среда». Если нет опасного состояния одного или нескольких элементов системы, то нет и причин возникновения аварии.[2]

Для предупреждения навигационных аварий необходима информация о состоянии всех звеньев системы. Информация необходима в форме доступной и удобной для своевременного эффективного использования в управлении судном.[3-4]

В описаниях навигационных аварий судов эксперты достаточно полно представляют данные о судне и условиях плавания. Поскольку оценку условий выполняет судоводитель, то комплекс условий плавания охватывает все три компонента системы и заслуживает всесторонней оценки с учетом мореходных качеств судна. Чрезвычайно важно то, что маневренные и мореходные качества судна определяют в сравнительно благоприятных простых условиях, в соответствии с международными правилами, а плавания проходят в реальных комплексных условиях.

Сомнение в эффективном применении информации о маневренных характеристиках судна вызывает совместное представление статистики аварий и традиционного графического представления маневренных качеств морских судов.

С учетом приведенных обсуждений проблемы безопасности мореплавания предложены результаты анализа сопряженных, т.е. взаимодействующих факторов для оценки условий навигационных аварий непреднамеренной посадки судов на грунт.

Для исследования связей сопряженных факторов использовали расчетные характеристики 92 навигационных аварий непреднамеренной посадки судов на грунт, по отчету об инициативной научно-исследовательской работе [5].

Использовали следующие массивы данных с кодами распределения по классам: L – длина судна; $T_{дин}/H$ – отношения динамической осадки судна к глубине места; H/L – отношение глубины места аварии к длине судна; $H/H_{ман}$ – отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна; $V/V_{кр}$ – отношение скорости судна к критической скорости; $F_{гн}$ – критерий Фруда по глубине места; $F_{гЛ}$ – критерий Фруда по длине судна; \bar{B} – относительная ширина узкости.

Каждый массив данных распределен на пять квазиравновероятных классов, пример распределения и оценка качества распределения показаны в таблице 1.

Таблица 1

Распределение по классам длины судна

Классы L	Диапазон	ni	Pi	Hi
1	0-99	18	0,196	0,461
2	100-130	19	0,206	0,469
3	131-161	18	0,196	0,461
4	162-186	19	0,206	0,469
5	187-294	18	0,196	0,461
Σ	Неопределенность массива			$H_L=2,299$

Сводка распределения массивов данных приведена в таблице 2, по существу это сводка кодов для расшифровки итогов анализа.

Таблица 2

Границы классов условий посадок судов на грунт

Условие	Границы классов и число наблюдений				
	1	2	3	4	5
L_C	$\frac{0,0 \div 99}{18}$	$\frac{100 \div 130}{19}$	$\frac{131 \div 161}{18}$	$\frac{162 \div 186}{19}$	$\frac{187 \div 294}{18}$
$T_{длин}/H$	$\frac{0,0 \div 0,360}{18}$	$\frac{0,361 \div 0,54}{19}$	$\frac{0,541 \div 0,717}{19}$	$\frac{0,718 \div 0,829}{18}$	$\frac{0,83 \div 1,375}{18}$
H/L	$\frac{0,0 \div 0,062}{19}$	$\frac{0,063 \div 0,081}{19}$	$\frac{0,082 \div 0,111}{19}$	$\frac{0,112 \div 0,158}{18}$	$\frac{0,159 \div 0,582}{17}$
$H/H_{МАН}$	$\frac{0,0 \div 0,283}{18}$	$\frac{0,284 \div 0,346}{19}$	$\frac{0,347 \div 0,425}{18}$	$\frac{0,426 \div 0,626}{18}$	$\frac{0,627 \div 1,795}{19}$
$V/V_{КР}$	$\frac{0,0 \div 0,182}{18}$	$\frac{0,183 \div 0,265}{18}$	$\frac{0,266 \div 0,348}{18}$	$\frac{0,349 \div 0,402}{19}$	$\frac{0,403 \div 0,815}{19}$
$F_{ГН}$	$\frac{0,0 \div 0,184}{19}$	$\frac{0,185 \div 0,253}{18}$	$\frac{0,254 \div 0,326}{18}$	$\frac{0,327 \div 0,386}{19}$	$\frac{0,386 \div 0,682}{18}$
$F_{ГL}$	$\frac{0,0 \div 0,060}{19}$	$\frac{0,061 \div 0,079}{18}$	$\frac{0,080 \div 0,099}{19}$	$\frac{0,100 \div 0,120}{18}$	$\frac{0,121 \div 0,226}{18}$
\bar{B}	$\frac{0,0 \div 0,99}{18}$	$\frac{1,0 \div 1,45}{18}$	$\frac{1,46 \div 1,91}{18}$	$\frac{1,92 \div 3,33}{19}$	$\frac{3,33 \div 10,12}{19}$

Результаты расчетов показаны для трех сопряженных факторов (5 вариантов сочетаний факторов) приведены в таблице 3

Таблица 3

Результаты расчетов показаны для трех сопряженных факторов

1. $F_{ГL}$, H/L, $T_{длин}/H$ и пяти классов длины судов.			
$N_{CФ}=5,769$	$N_{L/CФ}=6,309$	$T_{L/CФ} = 2,299 + 5,769 - 6,309 = 1,759$	$K_{L/CФ} = \frac{1,759}{2,299} = 0,765$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 86 посадок на мель, 204 и 150 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 3,4; 2,2 и 1,7 раза соответственно			
2. Сопряженные факторы H/H_M; H/L; T_d/H;			
$N_{CФ}=4,798$	$N_{L/CФ}=5,897$	$T_{L/CФ} = 2,299 + 4,798 - 5,897 = 1,200$	$K_{L/CФ} = \frac{1,200}{2,299} = 0,522$
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 86 посадок на мель, 204 и 150 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 1,8; 1,4 и 1,2 раза соответственно			
3. Сопряженные факторы. $F_{ГН}$; H/H_M; T_d/H;			
$N_{CФ}=4,986$	$N_{L/CФ}=5,954$	$T_{L/CФ} = 2,299 + 4,986 - 5,954 = 1,331$	$K_{L/CФ} = \frac{1,331}{2,299} = 0,579$

Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 86 посадок на мель, 204 и 150 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 2,1; 2,0 и 1,7раза соответственно		
4.Сопряженные факторы .FrL; H/H_m; T_д/H;		
H _{сф} =5,251	H _{L/сф} =6,093	T _{L/сф} = 2,299+5,251 – 6,093 = 1,457
$K_{L/сф} = \frac{1,451}{2,299} = 0,633$		
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 86 посадок на мель, 204 и 150 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 2,1; 2,1 и 1,8раза соответственно		
5.Сопряженные факторы. FrL; H/H_m; H/L.		
сф=5,645	H _{L/сф} =6,363	T _{L/сф} = 2,299+5,645 – 6,363= 1,581
$K_{L/сф} = \frac{1,581}{2,299} = 0,687$		
Отношение коэффициента связи сопряженных факторов к сумме трех коэффициентов для 86 посадок на мель, 204 и 150 столкновений и посадок на мель показывает довольно сильное их взаимодействие, их влияние увеличилось в 2,2; 2,0 и 2,0 раза соответственно		

По предшествующим исследованиям [5-7] приняты коэффициенты информационной связи длины судна и критериев, табл. 4

Таблица 4

.Коэффициенты информационной связи длины судна и критериев, N – количество судов

Коэффициенты связи	Варианты исследований		
	N=86 посадка на грунт	N=204 посадка и столкновение	N=150 посадка и столкновение
K _{FrL}	0,085	0,087	0,101
K _{H/L}	0,074	0,155	0,172
K _{T_д/H}	0,064	0,107	0,185
K _{H/H_m}	0,156	0,104	0,077
K _{FrH}	0,058		0,084

1 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна Fr_L; относительной глубины по длине судна H/L; отношения динамической осадки судна к глубине места T_{дин}/H. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,765, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим , что для 86 посадок на мель коэффициент усиления составляет 3,4 раза , при 204 посадок на мель и столкновений 2,2 раза , а для 150 посадок и столкновений 1,7 раза.

2 Совместное проявление трех критериев: отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m; относительной глубины по длине судна H/L; отношения динамической осадки судна к глубине места T_{дин}/H. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,522, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим , что для 86 посадок на мель коэффициент усиления составляет 1,8 раза , при 204 посадок на мель и столкновений 1,4 раза , а для 150 посадок и столкновений 1,2 раза.

3 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по глубине Fr_H; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m; отношения динамической осадки судна к глубине места T_{дин}/H. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,579, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим , что для 86 посадок на мель коэффициент усиления составляет 2,1 раза , при 204 посадок на мель и столкновений 2,0 раза , а для 150 посадок и столкновений 1,7 раза.

4 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна Fr_L; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m; отношения динамической осадки судна к глубине места T_{дин}/H. Коэффициент трех сопряженных факторов 0,633, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим , что для 86 посадок на мель коэффициент усиления составляет 2,1 раза , при 204 посадок на мель и столкновений 2,1 раза , а для 150 посадок и столкновений 1,8 раза.

5 Совместное проявление трех критериев: критерий Фруда по длине судна Fr_L ; отношение глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна H/H_m ; относительной глубины по длине судна H/L . Коэффициент трех сопряженных факторов 0,6, сравнив данный коэффициент с суммой коэффициентов трех факторов для разного количества измерений получим, что для 86 посадок на мель коэффициент усиления составляет 2,2 раза, при 204 посадок на мель и столкновений 2,0 раза, а для 150 посадок и столкновений 2,0 раза.

Кроме расчета коэффициента связи анализ сопряженных факторов позволяет увидеть некоторые особые сочетания условий. В таблице выборки количество возможных вариантов сочетаний значений диапазонов критериев и диапазонов длины судов составляет $5^4 = 625$. Вероятность случайного попадания в одно из этих сочетаний одного из 92 судов порядка 0,15, вероятность случайного повтора 0,0225. Случаи повторного наблюдения аварий в определенных сочетаниях условий определены этими сочетаниями условий и должны были проявиться в информационных моделях.

В 3 случаях все условия совпадают с моделью или граничат, в 8 случаях одно условие совпадает и два условия граничные. Выборка для анализа сопряженных факторов практически повторяет модели и выделяет случаи наиболее опасных сочетаний условий, определивших аварии.

Сумма коэффициентов связи сопряженных факторов и коэффициентов отношения глубины места к глубине определения маневренных характеристик судна, относительной ширины узкости и критерия Фруда по глубине места составляет более единицы, что позволяет предполагать, что учтены основные условия.

Результаты анализа сопряженных факторов можно продемонстрировать на графиках маневренных характеристик судов. Увеличение влияния взаимодействия сопряженных факторов можно показать как увеличение относительного радиуса циркуляции и снижения относительной угловой скорости. На рисунках 1 и 2 кроме базовых линий показаны возможные зависимости этих относительных характеристик на основе сравнения коэффициентов связи сопряженных факторов и коэффициентов связи, полученных в предшествующих исследованиях [5]: анализ 86 посадок судов, анализ 204 аварий судов участников столкновения и посадок, анализ 150 аварий судов участников столкновения и посадок.

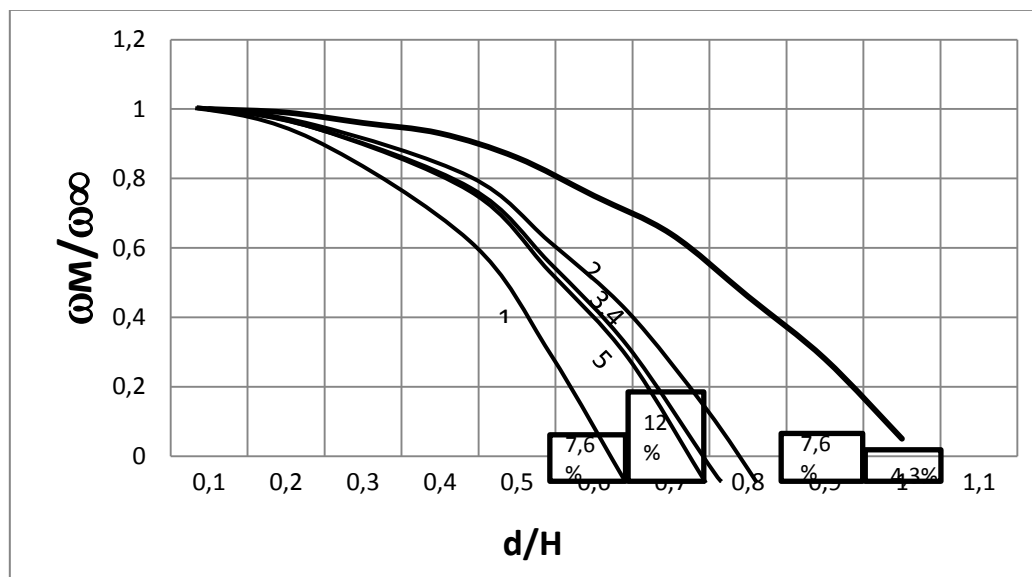


Рис.1 Влияние ограниченных глубин на относительную угловую скорость судов и распределение аварий по диапазону относительных глубин $d/H = 0,1 \div 1,0$. Линии под номерами 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют усилению влияния различных сочетаний сопряженных факторов. 1. Fr_L ; H/L ; $T\partial/H$; 2. H/H_m ; H/L ; $T\partial/H$; 3. Fr_H ; H/H_m ; $T\partial/H$; 4. Fr_L ; H/H_m ; $T\partial/H$; 5. Fr_L ; H/H_m ; H/L .

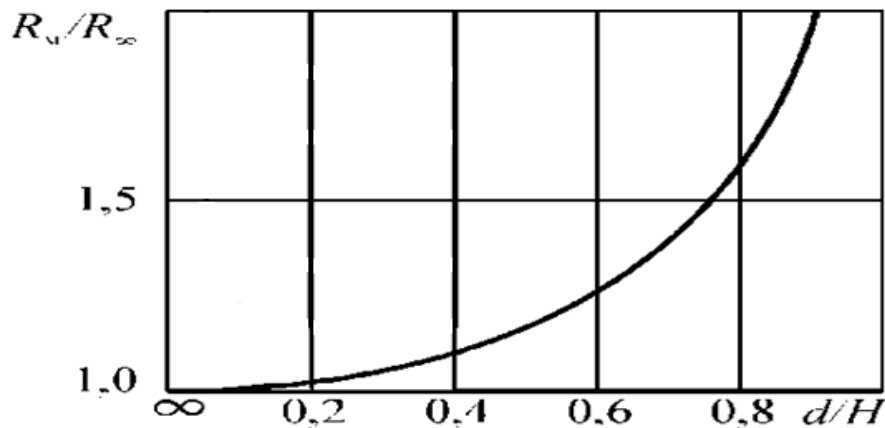


Рис.2 Увеличение радиуса циркуляции $R_{ц}/R_{\infty}$ на ограниченных глубинах, Линии под номерами 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют усилению влияния различных сочетаний сопряженных факторов: 1. $FrL; H/L; T\delta/H$; 2. $H/H_m; H/L; T\delta/H$; 3. $FrH; H/H_m; T\delta/H$; 4. $FrL; H/H_m; T\delta/H$; 5. $FrL; H/H_m; H/L$.

Вывод по анализу сопряженных факторов в условия посадки судов в узкостях на ограниченных глубинах:

Влияние сопряженных, т.е. взаимодействующих факторов значительно сильнее суммарного влияния тех же факторов, некоторые сочетания факторов усиливают влияние в два-три раза. Это позволяет предложить гипотезу: маневренные характеристики судов, полученные в благоприятных условиях, предписанных правилами, нужно воспринимать как следующую установку: на относительных глубинах T_d/H отношение динамической осадки к глубине места менее 0,9 снижение относительной угловой скорости и увеличение относительного радиуса циркуляции не менее величины, снятой с графика. В реальных комплексных условиях эти величины могут возрастать в 2-3 раза, это хорошо видно на графиках статистики и вполне соответствует установке «Хорошей морской практике»: считай себя ближе к опасности.

Эта гипотеза позволяет перейти от качественной оценки лучше-хуже к количественной оценке. Например, на относительной глубине 0,3 радиус циркуляции увеличивается не на 5%, а на 10÷15%. Угловая скорость снижается не на 10 %, а порядка 30%; при относительной глубине 0,5 радиус циркуляции увеличивается не на 20%, а на 40÷60% угловая скорость снижается не на 20 %, а порядка 50÷60%. Проверка гипотезы возможна по регистрации данных о движении судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Теория и практика судовождения. БГАРФ Сборник научных трудов. Выпуск 8. Калининград, 1995. – С. 85.
- 2 Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов. НИЦРФ ЦНИИ. Электроприбор – 2003. – С. 3-8
- 3 Дмитриев С.И. Высокоточная морская навигация 1991я СПб.: Судостроение,- С-224
- 4 Алексеев Л.Л. Практическое пособие по управлению морским судном. С-Пб.: ЦНИИМФ, 1996. -188 с.
- 5 Данилов Ю.А., Благодуров С.И. Оценка маневренных качеств судна. правление безопасностью мореплавания и подготовка морских специалистов SSN'2006: материалы шестой международной конференции. Калининград: БГАРФ, 2007.- С. 7 – 16
- 6 Отчет о выполнении инициативной научно-исследовательской работы по теме: Исследование условий посадки на грунт и столкновений судов в узкости на ограниченных глубинах Руководитель темы: Данилов Ю.А. Рег. № . 115040910018, 2015. С.76.
- 7 Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н. Связи длины судна и условий столкновения судов на ограниченных глубинах в узкости. III БМФ международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии» Тезисы докладов 2015. -С. 145 – 150.
- 8 Данилов Ю.А., Гаврильченко Г.Н. Объединенная модель посадок судов на грунт и столкновений в узкостях на ограниченных глубинах. Балтийский морской форум: 2016. С. 76 – 84.

ASSESSMENT OF MANEUVERABLE QUALITIES OF THE VESSEL ON THE BASIS OF THE DATALOGICAL ANALYSIS OF CONDITIONS OF ACCIDENTS OF GROUNDING OF VESSELS

Danilov Yuriy Aronovich, Cand. Tech. Sci., professor of chair of navigation FGBOU
Gavrilchenko Galina Nikolaevna, teacher-instructor
Yasyuk Mikhail Vitalyevich, navigator

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: galina.gavrilchenko@mail.ru

Influence of the interacting factors is much stronger than total influence of the same factors. Some combinations of factors strengthen influence by two-three times. It allows to offer the following hypothesis. The maneuverable characteristics of vessels received in the favorable conditions ordered by rules at relative depths of D_d/D (the relation of dynamic draft to place depth) less than 0.9 considerably differ from real. Decrease in relative angular speed and increase in relative radius of the circulation not less than the size removed from the schedule. In real complex conditions these sizes can worsen by $2 \div 3$ times, it is well visible on schedules of statistics and quite corresponds to installation "Good sea practice": consider yourself closer to danger.

УДК 656.61.052

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВРАЩЕНИЯ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА МАГНИТНОГО КОМПАСА ПРИ ЦИРКУЛЯЦИИ СУДНА

Ермаков Сергей Владимирович, канд. техн. наук, доцент
Морозова Светлана Юрьевна, старший преподаватель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: esv.klgd@mail.ru, morozova_su@bga.gazinter.net

Целью работы являлось обоснование математической модели вращения чувствительного элемента магнитного компаса, установленного на судне, совершающим циркуляцию, и оценка соответствующей погрешности компаса. В работе обоснованы точная математическая модель, представляющее собой уравнение, связывающее характеристики магнитного поля, магнитной системы картушки, характеристики компасной жидкости, угол отклонения картушки, ее угловые скорость и ускорение. Также динамические характеристики судна, и приближенная численная модель, предназначенная для реализации и практического применения, включая оценку маневренной девиации

Введение

Существующая в настоящее время система подготовки судоводителей основана среди прочего на использовании тренажеров, представляющих собой специализированные программно-аппаратные комплексы. В свою очередь, программная часть этих комплексов базируется на совокупности математических моделей, аналитически описывающих работу навигационного и иного оборудования, а также протекание различных процессов и явлений, имеющих отношение к обрабатываемым действиям. Однако информация о содержании математических моделей, заложенных в современные тренажеры, не является публичной, что не даёт возможности провести анализ их

адекватности. Вместе с тем, математические модели технических средств судовождения, принцип действия которых реализуется через связанные и происходящие по определенным законам движения составляющих элементов (т.е. имеющих кинематическую схему), позволяет не только получить больше знаний о принципах действия и построения таких ТСС, но к тому же имеют практическое назначение [1]. Так, математическая модель вращения картушки магнитного компаса, находящегося на циркулирующем судне, позволяет оценить (уточнить) его погрешности в таких условиях.

Однако в научной литературе в настоящее время отсутствует какое-либо математическое описание вращения картушки магнитного компаса при ее отклонении от плоскости компасного меридиана, за исключением двух моделей, разработанных на кафедре судовождения БГАРФ. Первая модель представляет собой точное дифференциальное уравнение, неразрешимое относительно угла отклонения α и его численное решение в табличном процессоре MS Excel [2]. Вторая модель – приближенное дифференциальное уравнение и его решение [1]. Обе модели дают возможность определить угол отклонения картушки от плоскости компасного меридиана в любой момент времени после прекращения действия внешних сил, вызвавших отклонение, при этом вторая модель является адекватной только для малых отклонений. Эти модели применимы для компаса, находящегося на неподвижном основании, а внешние силы создаются искусственно (магнитом). Однако ни та, ни другая модель не даёт ответ на вопрос – как ведёт себя картушка на маневрирующем судне, насколько ее показания отличаются от реального компасного курса. Вместе с тем, судно и его движение являются источником постоянно меняющегося угла отклонения картушки от плоскости компасного меридиана: компас за счёт вращающегося момента «выбирает» этот угол, а судно, циркулируя, пытается его увеличивать.

Таким образом, целью работы, результаты которой представлены в настоящей статье, являлось обоснование математической модели вращения чувствительного элемента магнитного компаса, установленного на судне, совершающим циркуляцию, и оценка соответствующей погрешности компаса.

Для достижения этой цели были решены следующие задачи:

- проведено теоретическое обоснование математической модели в виде дифференциального уравнения;
- обоснован численный метод оценки погрешности магнитного компаса, возникающей при циркуляции судна (численная математическая модель).

Дифференциальное уравнение вращения чувствительного элемента магнитного компаса при циркуляции судна

В работах [1, 2] показано, что в случае, если магнитный компас находится на неподвижном основании, вращение его чувствительного элемента после прекращения действия внешних сил описывается следующими тождественными друг другу уравнениями:

$$J\dot{\varepsilon} = -MB \sin \alpha - K_c \omega + Q, \quad (1)$$

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + K_c \frac{d\alpha}{dt} + MB \sin \alpha = Q, \quad (2)$$

где J – момент инерции чувствительного элемента (картушки) магнитного компаса, K_c – коэффициент сопротивления (демпфирования) поддерживающей жидкости, M – магнитный момент чувствительного элемента, B – горизонтальная составляющая магнитной индукции в центре картушки, ω – угловая скорость вращения картушки, Q – момент сил трения в опоре картушки.

Маневрирование судна курсом означает, что судовая система координат вращается относительно системы координат, связанной с Землей. При этом движение судна описывается с достаточной для практической цели точностью уравнением вида [3]:

$$T_c \ddot{\gamma} + \dot{\gamma} = K\beta, \quad (3)$$

где T_c – постоянная времени судна, которая является количественной характеристикой его инерционных свойств, K – коэффициент эффективности руля, γ – курс судна, β – угол перекладки руля.

В качестве переходных функций, которые показывают изменения во времени выходных переменных объекта при ступенчатом изменении одной из входных переменных, применительно к судну рассматривают изменение курса γ и угловой скорости поворота судна $\omega_c = \dot{\gamma}$ при ступенчатом изменении угла перекладки руля β . Аналитически переходные функции судна получаются путем решения уравнения (3) относительно γ и $\omega_c = \dot{\gamma}$. Данные решения записываются в виде:

$$\gamma(t) = K\beta[t - T_c(1 - e^{-t/T_c})], \quad (4)$$

$$\omega_c(t) = K\beta(1 - e^{-t/T_c}). \quad (5)$$

В зависимости от загрузки судна, его скорости и перекладки руля параметры K и T_c для морских судов изменяются в следующих пределах: $K = 0,01 \div 0,08 \text{ с}^{-1}$ и $T_c = 10 \div 70 \text{ с}$ при $\beta = 10 \div 30^\circ$.

Исходя из этого уравнение движения картушки магнитного компаса в системе координат, связанной с Землей, будет иметь вид:

$$J\varepsilon = -MB \sin \alpha - K_c(\omega - \omega_c) + Q, \quad (6)$$

где ω_0 – угловая скорость поворота судна при маневрировании, или то же в дифференциальной форме с учётом (5):

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + K_c \frac{d\alpha}{dt} + MB \sin \alpha = Q + K_c K\beta(1 - e^{-t/T_c}). \quad (7)$$

Уравнение (7) представляет собой математическую модель вращения чувствительного элемента магнитного компаса при циркуляции судна. Однако это уравнение неразрешимо относительно угла α , т.е. функция $\alpha(t)$ не может быть выражена в конечном виде через элементарные функции (отсутствует точное решение). Таким образом, в отношении уравнения (7) можно сказать то, что оно описывает вращение картушки магнитного компаса, а его практическое использование (для определения угла α в любой момент времени) возможно только с использованием ЭВМ и численных методов.

Кроме того, необходимо заметить, что при обосновании модели были сделаны следующие допущения:

- ось вращения судна на циркуляции и ось картушки совпадают;
- на картушку не действуют силы инерции на качке;
- девиация с изменением курса не меняется.

Численный метод определения угла отклонения картушки магнитного компаса (численная математическая модель)

Для решения дифференциального уравнения (7) предлагается использовать численный метод, основанный на допущении о равноускоренном движении картушки в пределах последовательных малых, но конечных промежутков времени.

Вместе с тем уравнение (7) будет удобнее решать в следующем виде:

$$J\varepsilon = -MB \sin \alpha - K_c(K\beta(1 - e^{-t/T_c}) - \omega) + Q. \quad (8)$$

Отсюда на конец каждого i -го промежутка времени угловое ускорение будет равно:

$$\varepsilon_i = \frac{-MB \sin \alpha_i - K_c(K\beta(1 - e^{-t_i/T_c}) - \omega_i) + Q}{J}. \quad (9)$$

Принимаем, что это ускорение будет таковым на следующем промежутке времени. Следовательно, на конец этого промежутка картушка в судовой системе координат будет иметь угловую скорость:

$$\omega_i = \omega_{i-1} + \varepsilon_{i-1}\Delta t. \tag{10}$$

Будем считать, что за время Δt картушка повернется на угол $\Delta\alpha$, равный:

$$\Delta\alpha_i = \omega_{cp,i}\Delta t = \frac{\omega_{i-1} + \omega_i}{2} \cdot \Delta t. \tag{11}$$

Следовательно, на конец i -го промежутка времени угол отклонения картушки от плоскости компасного меридиана будет равен:

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} - \Delta\alpha_i = \alpha_{i-1} - \omega_{cp,i}\Delta t = \alpha_{i-1} - \frac{\omega_{i-1} + \omega_i}{2} \cdot \Delta t. \tag{12}$$

Блок-схема алгоритма численного метода решения уравнения будет иметь вид, представленный на Рис. 1

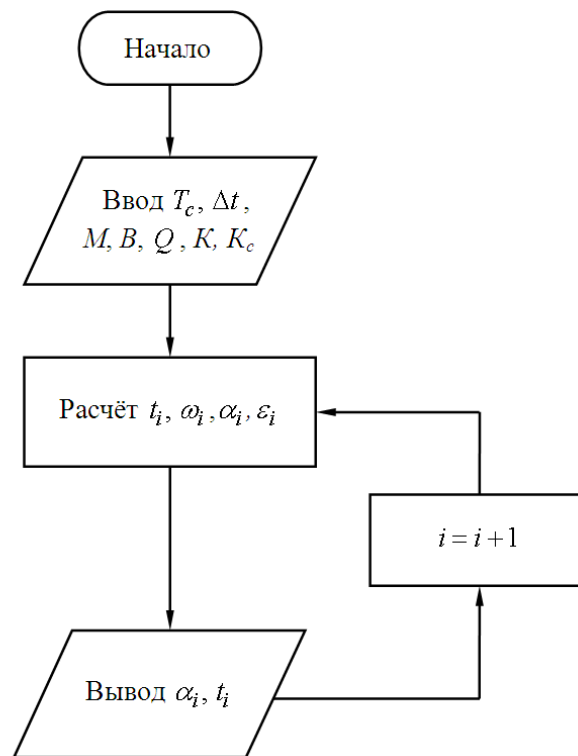


Рис. 1 Блок-схема алгоритма

Программная реализация модели. Маневренная девиация

Описанный выше и представленный на рис.1 в виде блок-схемы алгоритм был реализован в табличном процессоре MS Excel. На рис.2 изображены две кривые: красная кривая, характеризующая изменение компасного курса по времени после начала циркуляции, и синяя кривая, построенная по формуле (4), она показывает изменение со временем истинного курса.

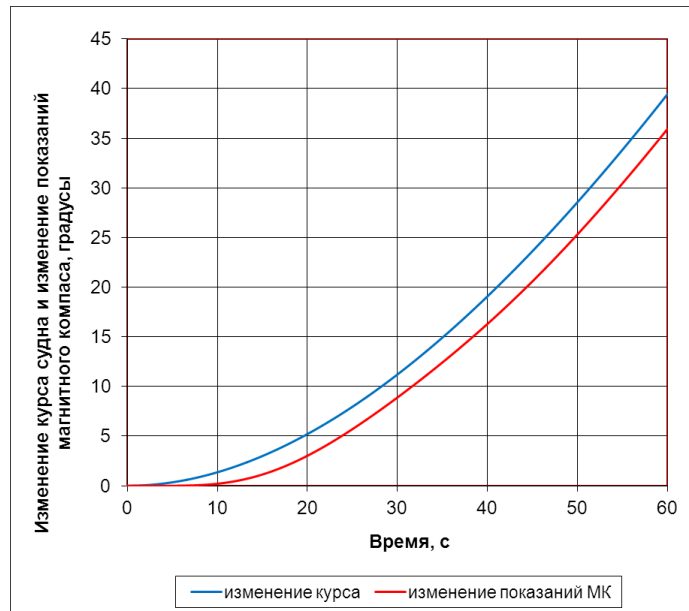


Рис. 2. Результаты моделирования

Графики построены для следующих исходных данных: $K = 0,1$; $T_c = 70$ с; $\beta = 20^\circ$; $M = 2,0$ А·м²; $B = 15,0$ мкТл; $\Delta t = 0,01$ с; $Q = 0,105$ мкН·м; $J = 6,8 \cdot 10^{-4}$ кг·м²; $K_c = 8,1 \cdot 10^{-5}$ Н·м·с. Здесь магнитный момент соответствует магнитному моменту катушки магнитного компаса КМ-145, горизонтальная составляющая магнитной индукции взята для порта Калининград, а последние две величины определены экспериментально в [2].

Очевидно, что на циркуляции судна в показаниях магнитного компаса присутствует некоторая девиация, которую примем называть маневренной. Для оценки ее значений построим четыре кривые зависимости маневренной девиации от времени после начала маневра для различных соотношений постоянной времени судна и угла перекладки руля (рис. 3). Обозначение кривых представлено в формате $T_c; \beta$.

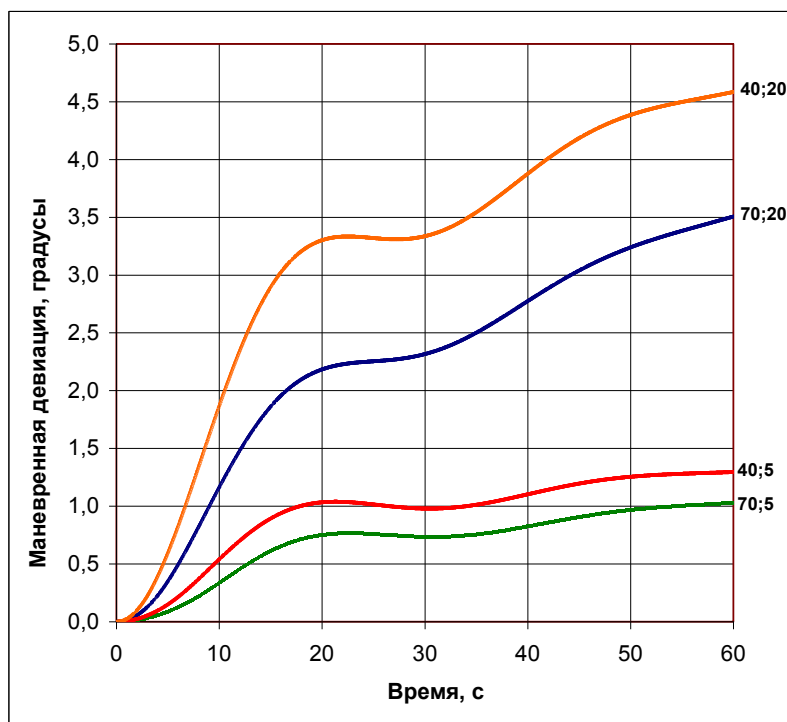


Рис. 3 Маневренная девиация

Из Рис. 3 очевидно, что с течением времени маневренная девиация магнитного компаса, как правило, увеличивается, при этом она может иметь довольно большие значения, которые в случае

представленных выше исходных данных достигают почти 5° . Кроме того по кривым маневренной девиации можно сделать следующие выводы:

- для судов с большей постоянной времени маневренная девиация меньше;
- с увеличением перекадки руля маневренная девиация увеличивается;
- в некоторый момент времени временной градиент маневренной девиации может быть отрицательным.

Заключение

В процессе исследования были увязаны уравнение динамики вращательного движения картушки магнитного компаса, установленного на неподвижном основании, и динамические характеристики морского судна. В итоге была обоснована математическая модель вращения чувствительного элемента магнитного компаса при циркуляции судна в виде формулы (7) или тождественной ей формулы (8). Кроме того, к числу результатов работы можно отнести следующее:

- численная приближенная математическая модель, представленная формулами (9)-(12) и алгоритмом, блок-схема которого изображена на рис.1;
- основанный на приближенной численной модели метод оценки маневренной девиации магнитного компаса и результаты этой оценки.

Новизна результата определяется, в первую очередь, взаимосвязью характеристик вращения картушки магнитного компаса судна и движения судна на циркуляции.

Практическая значимость инженерного результата заключается в оптимизации процедуры эксплуатации магнитного компаса и в возможности более глубокого изучения принципов его действия и построения.

Достоверность результата подтверждается использованием математических моделей, достоверность которых, в свою очередь, была подтверждена ранее, и аналитическими зависимостями, определяющими динамические характеристики морского судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Ермаков, С.В. Математическая модель колебаний чувствительного элемента магнитного компаса при малом отклонении его оси от плоскости компасного меридиана [Электронный ресурс] / С.В. Ермаков // Балтийский морской форум: материалы VI Международного Балтийского морского форума 3-6 сентября 2018 года: В 6 томах. Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VI Международная научная конференция. – Калининград: Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2018. – С. 17-29.

2 Медведев, А.Р. Математическая модель вращения чувствительного элемента (картушки) магнитного компаса [Электронный ресурс] / А.Р. Медведев, М.О. Коккозенко; научный руководитель С.В. Ермаков // Дни науки: материалы межвузовской научно-технической конференции студентов и курсантов на базе ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет». – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2017. – С.324-329.

3 Бондарев, В.А. Основы разработки и применения вычислительных алгоритмов в судовождении. Сборник лабораторных работ по курсу «Автоматизация судовождения»: учебное пособие / В.А. Бондарев, С.В. Ермаков. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2014. – 123 с.

MATHEMATICAL MODEL OF ROTATION OF MAGNETIC COMPASS SENSITIVE ELEMENT DURING THE SHIP CIRCULATION

Ermakov Sergey Vladimirovich, Cand. tech. Sciences, Associate Professor
Morozova Svetlana Yuryevna, Senior Lecturer

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: esv.klgd@mail.ru, morozova_su@bga.gazinter.net

The aim of the study was to substantiate the mathematical model of the rotation of the sensitive element of the magnetic compass installed on the vessel making the circulation, and to estimate the corresponding compass error. The paper substantiates an exact mathematical model, which is an equation relating the characteristics of the magnetic field, the magnetic system of the card, the characteristics of the compass fluid, the angle of deviation of the card, its angular velocity and acceleration, as well as the dynamic characteristics of the vessel, an approximate numerical model designed for implementation and practical application, including an assessment of maneuverable deviation.

УДК 62-523.8

УПРАВЛЯЕМОЕ ДВИЖЕНИЕ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОДВОДНОГО РОБОТОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА (МБПК)

Князев Сергей Иванович, аспирант
Яцун Андрей Сергеевич, канд. техн. наук, доцент
Яцун Сергей Федорович, д-р техн. наук, профессор

ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет»,
г. Курск, e-mail: teormeh@inbox.ru

В настоящее время для гидромониторинга применяются стационарные посты, которые обеспечивают полную картину загрязнений водоемов как по площади, так и по глубине. Более эффективным является гидромониторинг с применением мобильных подводных аппаратов.

В статье рассматривается система управления автономным движением мобильного беспилотного подводного комплекса, позволяющего автономно перемещаться в воде по заданному маршруту и производить забор проб воды в заданных точках акватории. Такой способ гидромониторинга существенно расширяет функциональные возможности системы диагностики состояния водоемов

Введение

Водные ресурсы России одни из самых больших в мире, в связи с чем вопросы мониторинга загрязнения водоемов стоят перед нашей страной особенно остро. Многие промышленные предприятия, в ходе ведения хозяйственной деятельности, оказывают негативное воздействие на качество воды в водоемах, осуществляя сбросы загрязненных сточных вод в водные объекты суши. Основным механизмом, позволяющим отследить состояние природных и природно-антропогенных объектов, а также предотвратить их загрязнение, служит система мониторинга, позволяющая выявить превышение концентрации химических, бактериологических и механических загрязнений в воде, что становится основанием для проверки всех источников загрязнений водного объекта, в том числе и промышленных предприятий. Сегодня для гидромониторинга применяются стационарные посты наблюдения. Очевидно, что точечный контроль за состоянием водных ресурсов не обеспечивает полную картину загрязнений водоёмов как по площади, так и по глубине. Поэтому последние годы все большее распространение получают мобильные беспилотные подводные комплексы, позволяющие автономно перемещаться в воде по заданному маршруту и производить забор проб воды в заданных точках акватории [1-5]. Однако в большинстве случаев управление таким объектом производится оператором по определенным каналам связи, что приводит к значительному отклонению аппарата от желаемой траектории, а иногда и к потере аппарата. Одним из путей решения этой проблемы является переход к системам управления, которые должны обеспечить автономное движение как по поверхности водоема, так и под водой исключая столкновения с препятствиями. При этом планирование заданной траектории необходимо производить с учетом карты водоема и обеспечи-

вать приемлемую для задач гидромониторинга точность движения. Поэтому разработка алгоритмов управления автономным движением подводного аппарата является актуальной задачей.

1 Описание малогабаритного беспилотного подводного комплекса

Для решения проблемы по повышению эффективности гидромониторинга необходимо разработать малогабаритный беспилотный подводный комплекс (МБПК) для автономного мониторинга водоемов. Одним из основных элементов МБПК является система управления, которая обеспечивает заданное автономное движение и взаимодействие МБПК с окружающей средой, за счет наличия сенсоров концентрации вредных веществ, сенсоров локальной и глобальной навигации, а также бортового вычислителя, на котором реализованы блок обработки информации, блок принятия решений, блок передачи информации.

Блоки системы управления базируются на силовом каркасе, на котором также расположены винтовые электроприводы с переменным вектором тяги, бортовой источник питания, система технического зрения. МБПК периодически передает информацию о своем местоположении на центральный и стационарные посты наблюдения и получает корректирующие сигналы со стороны центрального поста. Структура исследуемого объекта в пространстве и времени представлена совокупностью измерительных и вычислительных устройств, приведена на рис.1. Бортовой вычислитель системы управления МБПК обрабатывает собранную информацию об экологической ситуации в водоеме, определяет местоположение МБПК относительно заданной траектории, формирует управляющие воздействия. МБПК представляют собой небольшие, но очень маневренные аппараты, позволяющие длительное время находиться в воде. Наиболее подходящим техническим решением для этого являются МБПК с винтовым приводом и переменным вектором тяги, так как это позволяет осуществлять вертикальное погружение на заданную глубину, зависание, движение по заданной как горизонтальной, так и наклонной траекториям.

При разработке алгоритма управлением движением МБПК использована математическая модель, позволяющая определять пространственно-временное расположение МБПК с переменным вектором тяги. Получены основные математические выражения, определяющие движение МБПК по заданной траектории. Особое внимание уделено той части алгоритма, которая обеспечивает движение МБПК по заданной траектории в подводном режиме при отсутствии связи с глобальной навигационной системой с учетом подводной GPS и расстояния до дна и препятствий. В качестве основного критерия качества управления использована величина отклонения реального положения МБПК от заданного.

Для выбора направления движения при мониторинге водоема разработан метод планирования траектории, построенный на кусочно - линейных отрезках, позволяющий зондировать пространство водоема таким образом, чтобы обеспечить максимальную эффективность процесса мониторинга при минимальном количестве точек отбора проб. Для этого каждый новый отрезок траектории и точки забора проб планируются с учетом информации о концентрации загрязняющих веществ на предыдущем этапе, а также береговой линии и глубины водоема.

На Рис. 3 приведена схема движения МБПК в водоеме. Пусть положение МБПК в начальный момент времени определяется точкой B , которая определена радиус-вектором \vec{r}_B , а точка конечного положения МБПК A задается радиус-вектором \vec{r}_A . Задача управления состоит в том, чтобы переместиться из точки B в точку A , не столкнувшись с препятствием C и при этом, отклониться от заданного положения точки A на расстояние, не превышающее величину, определяемую вектором \vec{r}_C .

Движение МБПК начинается из точки B . Далее происходит автономное движение по отрезку траектории BM_1 спланированному на основе информации о глубине и положении МБПК в пространстве, измеряемого навигационной системой при идентификации препятствий происходит корректировка положения МБПК. Система управления должна обеспечивать отклонение от заданной траектории не превышающее заданные параметры. По мере приближения к конечной точке отрезка траектории M_1 , осуществляется планирование нового отрезка прямой $M_1 M_2$, уравнение

которого строится по координатам точек M_1 и M_2 , выбранным по результатам замера положения МБПК относительно береговой линии, дна и препятствий.

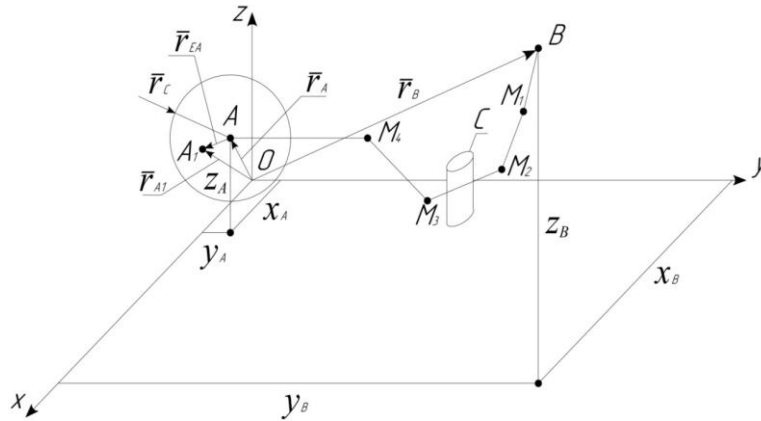


Рис. 1 – Схема движения МБПК при мониторинге водоемов
 A – конечное положение МБПК; B – начальное положение МБПК

Процесс мониторинга завершается, если МБПК оказывается в точке A^1 , определяемой радиус-вектором $\vec{r}_{A1} = \vec{r}_A + \vec{r}_{EA}$. Модуль радиус-вектора $r_{EA} < r_C$ определяет допустимую погрешность, возникающую при определении положения точки A в пространстве.

2 Математическая модель МБПК

Рассмотрим модель движения беспилотного подводного комплекса МБПК, представленную на рис.2. Для проведения кинематического анализа будем считать, что рассматриваемый объект, представляет собой систему трех твердых тел: корпус и электроприводы винтов, которые связаны с корпусом цилиндрическими шарнирами, положение и ориентация корпуса в пространстве определяется шестью обобщенными координатами. Относительное положение электроприводов винтов определяется соответствующими углами поворота α_1, α_3 . Соответствующие матрицы поворотов имеют вид:

$$T_{12} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & -\sin \alpha_1 & 0 \\ \sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad T_{32} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_3 & -\sin \alpha_3 & 0 \\ \sin \alpha_3 & \cos \alpha_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Тело движется относительно неподвижной системы координат $OXYZ$. Центр масс тела обозначим C . С телом связана подвижная система координат $CX_2Y_2Z_2$. С приводами связаны подвижные системы координат $C_1X_1Y_1Z_1$ и $C_3X_3Y_3Z_3$. Координаты X, Y, Z задают положение точки C в пространстве. Ориентацию тела задают корабельные углы Крылова. Переход от осей неподвижной системы координат $CXYZ$ к системе $CX_2Y_2Z_2$, неизменно связанной с корпусом МБПК, выполняется с помощью трех поворотов.

Выбранным углам соответствуют следующие матрицы поворотов: Поворот на угол ψ относительно оси OZ (поворот определяется матрицей $R(Z, \psi)$). Поворот на угол θ вокруг оси OX^1 (поворот определяется матрицей $R(X^1, \theta)$). Поворот на угол φ относительно OY_2 (поворот определяется матрицей $R(Y_2, \varphi)$). Результирующая матрица поворота системы координат $C_2X_2Y_2Z_2$ относительно $OXYZ$ получается путем перемножения трёх основных матриц вращения.

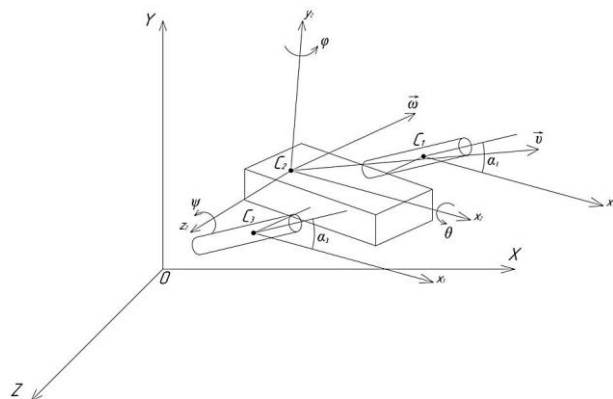


Рис. 2 Схема расположения систем координат беспилотного подводного комплекса МБПК

В данной системе координат O принадлежит точке с максимальной для этого водоема глубиной, поэтому $Y > 0$. Величина Y определяется глубиномером, расстояние до дна и препятствий, соответственно, эхолотом. Координаты X и Z определяются в надводном положении с помощью GPS навигатора, в подводном использовании подводной GPS, реализованной с помощью USBL навигационной системы. Вектор скорости центра масс корпуса в неподвижной системе координат определим следующим образом: $\bar{v} = (v_x v_y v_z)^T$.

Соответственно, вектор угловой скорости: $\bar{\omega} = (\omega_x \omega_y \omega_z)^T$

Проекция угловой скорости $\bar{\omega}$ в неподвижной системе координат определяются по формулам:

$$\bar{\omega} = \begin{cases} \omega_x = \dot{\theta} \cos\psi - \dot{\phi} \cos\theta \sin\psi \\ \omega_y = \dot{\phi} \cos\theta \cos\psi + \dot{\theta} \sin\psi \\ \omega_z = \dot{\psi} + \dot{\phi} \sin\theta \end{cases}$$

Для описания управляемого движения робота, дополнительно к системе кинематических уравнений получены дифференциальные уравнения, описывающие движение МБПК.

3 Планирование траектории движения

При планировании траектории движения МБПК в водоеме принята кусочно-линейная форма траектории (см. рис.3).

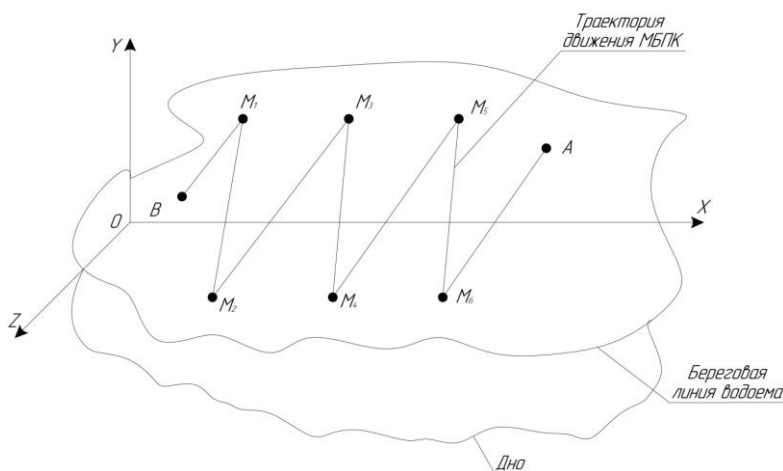


Рис. 3. Схема кусочно-линейной траектории движения МБПК в водоеме

На карте водоема выбираются отрезки прямой вдоль которых МБПК должен пройти и произвести забор воды в заданных точках с учетом глубины погружения робота. Для планирования отрезков прямой важно контролировать исходную и конечную точки отрезка траектории.

Планирование отрезков траектории осуществляется в форме параметрических уравнений на основе приоритетов задачи мониторинга и заданных координат точек A , B и M_j . На основании этих данных происходит формирование уравнений отрезков прямой $M_j M_{j-1}$. Ориентация прямой в пространстве определяется вектором $\bar{\alpha}$, образованным направляющими косинусами. На рис.6 показана схема кусочно-линейной планируемой траектории движения МБПК в водоеме. Начальная и конечная точки траектории $M_0 = B$ и $M_n = A$. Далее происходит движение МБПК по заданным отрезкам прямых $M_j M_{j-1}$.

4 Система управления МБПК

Желаемое положение МБПК на прямой $M_j M_{j-1}$ обозначается точкой D определяемой радиус вектором \bar{r} , а реальное, соответственно, точкой D' задается вектором \bar{r}' (см. рис.4).

В результате действия ряда факторов возникает отклонение реального положения от заданного на величину $DD' = \Delta\bar{r}$. На компенсацию этого отклонения направлены действия системы управления МБПК. Структурная схема системы управления МБПК показана на рис.8.

Информация о желаемом положении и ориентации $\bar{r}, \bar{\alpha}$ поступает в блок сравнения, сюда же приходит информация о реальном положении МБПК. Многоканальный блок сравнения определяет отклонение от траектории $\Delta\bar{r}$ и ориентации $\Delta\bar{\alpha}$. Эта информация поступает в многоканальный логический регулятор, который вырабатывает вектор управляющих напряжений \bar{U} , которые поступают на соответствующие электроприводы ЭП в результате чего формируются корректирующие значения угловых скоростей винтов $\bar{\omega}_1$ и углов отклонения рулей $\bar{\beta}$.

Реальные координаты МБПК в надводном положении $\bar{r}', \bar{\alpha}'$ задает глобальная навигационная система, включающая GPS навигатор, а для подводного положения - подводный GPS, глубиномер, магнитометр. Для работы подводной GPS создают координатную систему из GIB-буев с длиной базы 1-3 километра, принимающую сигналы пингеров подводных объектов, синхронизированных с часами GPS и распределенных во времени. GIB-буи с помощью корреляционного приема определяют времена запаздывания от каждого объекта и ретранслируют эти данные на станцию контроля [6].

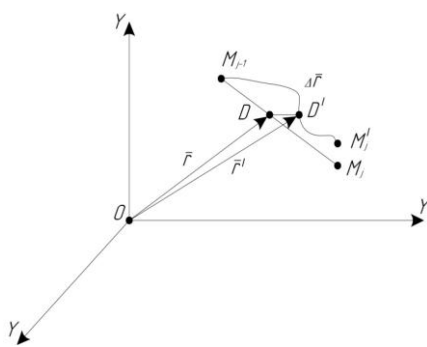


Рис. 4 Схема движения МБПК по прямолинейному отрезку траектории в водоеме

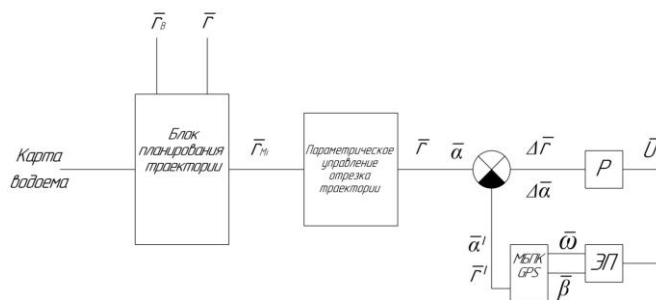


Рис. 5 Структурная схема системы управления МБПК

Станция контроля на основе времен запаздывания и данных о гидростатическом давлении на подводном объекте осуществляет расчет координат и визуализацию положения каждого объекта.

Заключение

В статье рассмотрен метод мониторинга водоемов с применением малогабаритного беспилотного подводного комплекса.

Разработана кинематическая и динамическая модели движения МБПК. Предложен метод планирования траектории движения на основе кусочно-линейных отрезков.

Разработан алгоритм управления автономным движением подводного аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Боженков Ю.А., Гаврилов В.М., Жуков Ю.И., Иконников И.Б. и др. Самоходные необитаемые подводные аппараты. Л.: Судостроение, 1986. – 185с.

2 Сосонкин В.Л., Мартинов Г.М. Системы числового программного управления: Учеб. Пособие. – М.: Логос, 2005. – 296 с.

3 Необитаемые подводные аппараты военного назначения под ред. М.Д. Агеева. Владивосток: Дальнаука, 2005. 164 с.

4 Робот для диагностики загрязнения воды [электронный ресурс]- URL: <http://aquavitro.org/2010/12/24/ryba-robot-dlya-diagnostiki-zagryazneniya-vody/>.

5 Автономные подводные роботы: системы и технологии М.Д. Агеев, Л.В. Киселев, Ю.В. Матвиенко и др. под общ. ред. М.Д. Агеева; Институт проблем морских технологий. М.: Наука, 2005. -398с.

6 Подводный GPS на телеуправляемом необитаемом подводном аппарате: опыт использования [электронный ресурс]- URL: <http://unavlab.com>

CONTROLLED MANEUVERING OF A SMALL UNDERWATER ROBOTIC SYSTEM

Knyazev Sergey Ivanovich, PhD student

Yatsun Andrey Sergeevich, Ph. D., associate Professor

Yatsun Sergey Fedorovich, doctor of technical Sciences, Professor

South-West state University,

Kursk, Russia, e-mail: teormeh@inbox.ru

Nowadays mainly for the hydraulic monitoring a stationary observation posts are used. It is obvious that such control over the state of water resources does not provide a complete picture of pollution of water bodies both in area and depth. More effective is hydromonitoring with the use of mobile underwater robotic vehicles. The article deals with the control system of autonomous movement of a mobile unmanned underwater complex, which allows to move autonomously in the water along a given route and to take water samples at specified points of the water area. This method of hydromonitoring significantly expands the functionality of the system for diagnosing the state of water bodies.

СЕКЦИЯ «ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ПОСТРОЙКИ И РЕМОНТА СУДОВ»

SECTION "INOVATIVE METHODS IN SHIP DESIGN, CONSTRUCTION AND REPAIR"

УДК 629.12:532

ГЕНЕРАТОР ШКВАЛА

Батуев Альберт Дорнаевич, канд. техн. наук, старший научный сотрудник
Злыгостев Денис Валерьевич, директор Научно-исследовательского центра судостроения
Чуреев Евгений Андреевич, заведующий лабораторией

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: rector@klgtu.ru

Отмечены недостатки допущений, большая трудоемкость и отсутствие наглядности опытов определения остойчивости на моделях судов по методике, принятой Морским регистром РФ [1]. Предлагается установка «генератор шквала», позволяющая испытывать модели судов на волнении при действии шквала в опытовом бассейне. Генератор позволяет осуществлять как внезапное усиление ветра, так и внезапное возникновение ветра, причем как с ростом скорости ветра с высотой, так и без роста

Введение

До недавнего времени остойчивость проектируемого судна проверялась по правилам классификационных обществ только расчетным путем. Сейчас допускается использовать модельные испытания [1]. При этом следует выполнить такие опыты: дрейф лагом на тихой воде; бортовая качка на волнении (без ветра); собственная или вынужденная бортовая качка на тихой воде; продувка надводной части в аэродинамической трубе или при действии вентилятором. Результаты этих испытаний объединяются расчетом.

Недостатки этой методики:

1 Для расчета опасного крена применяется гипотеза стационарности, когда принимается, что в каждый момент времени действуют те же силы, что и при стационарном процессе. Это не всегда оправдано. К примеру, суда определенной архитектуры могут быть опрокинуты в первом размахе качки, когда дрейф еще не развился и когда, следовательно, гипотеза стационарности вряд ли подходит.

2 Не учитывается влияние волн на ветер, например, игнорируется усиление ветра на вершине волны и ослабление на подошве.

3 Не учитывается влияние волн и качки на дрейф судна.

4 Выставлено требование о постоянстве скорости ветра по сечению струи ветра с точностью 1%, хотя в приведенном ИМО примере при испытании в трубе пограничный слой охватывает почти всю модель.

5 Большая трудоемкость эксперимента. Так для аэродинамической трубы и для опытов в бассейне нужны модели разных масштабов.

6 Неприемлемо большие габариты аэродинамической трубы, если пожелать ее использовать в опытовом бассейне.

7 Полное отсутствие наглядности опыта по устойчивости (факт опрокидывания модели судна увидеть невозможно)

Описание устройства генератора шквала

Для устранения этих недостатков интересно выполнять модельные испытания при одновременном действии волнения и ветра. До сих пор подобные опыты проводились с имитацией действия ветра падающим грузом [2]. Недостатки имитации очевидны. Поэтому предлагается ставить опыт с реальным ветром с помощью установки «Генератор шквала». Схематически она показана на рис.1 в разрезе по диаметральной плоскости опытового бассейна применительно к рабочему проекту. Схема реально отражает соотношение размеров элементов. Несущая конструкция не показана.

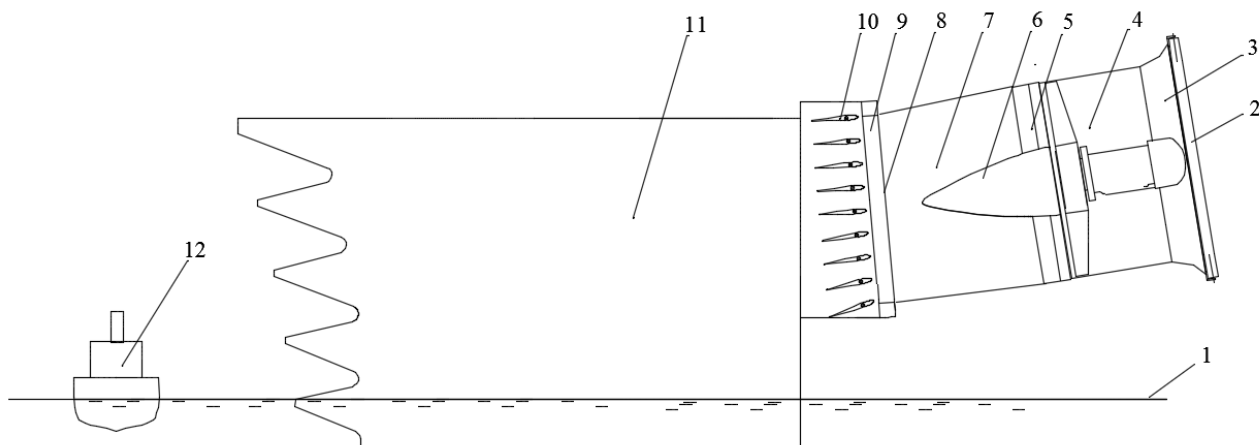


Рис.1

1 – уровень воды; 2 – дроссель; 3 – конфузур; 4 – вентилятор; 5 – аппарат спрямляющий; 6 – обтекатель ступицы вентилятора; 7 – канал-переходник; 8 – сетка; 9 – хонейкомб; 10 – жалюзи; 11 – стенки-ограничители; 12 – модель судна.

Дроссель 2 состоит из вертикально расположенных поворотных лопаток, причем в каждой паре лопатки повернуты навстречу друг другу, замедляя воздушный поток, с возможностью мгновенного изменения своего положения до максимально открытого положения - «по потоку», уменьшая свое сопротивление до минимума. Использован блок промышленных осевых регулируемых вентиляторов 4, расположенных в ряд и снабженных спрямляющими аппаратами 5. В канале-переходнике 7 кольцевые сечения струй воздуха от вентиляторов 4 преобразуются в одно прямоугольное сечение. Сетка 8 выполнена с переменным по площади сопротивлением, установлена перед хонейкомбом 9 и может быть заменена при необходимости изменения профиля поля скоростей. Жалюзи 10 составлены из поворотных лопаток с возможностью мгновенного поворота на заданный угол. Лопатки жалюзи 10 установлены с индивидуальным наклоном к горизонту. Стенки-ограничители 11 расположены по краям потока. Они для уменьшения габарита всей установки выполнены складывающимися.

На рисунке не показаны механизмы мгновенной перекладки лопаток дросселя и жалюзи. Перекладка достигается действием пружины растяжения, сопряженной с кривошипно-шатунным механизмом, причем взвод пружины производится вручную с постановкой на стопор. Отдача стопора выполняется рывком за бечевку. Планируется изготовление электрической связи стопора с углом качки модели судна, так как момент внезапного действия ветра должен приходиться на максимум крена на ветер. Кроме того, возможно устройство движения всей установки вслед за дрейфующей моделью, например, на нерегулярном волнении.

На рисунке нет координатника-устройства для замера поля скоростей воздуха в рабочей части.

Поясним полезность стенок-ограничителей. Установка должна обеспечивать свободный проход волн воды под ней, а поток воздуха, образуемый ею, должен быть параллелен воде в месте расположения модели судна. Поэтому поток должен направляться под углом ($10...15^{\circ}$) к поверхности воды с последующим поворотом прежде, чем достигнет модели судна. При повороте стен-

ки–ограничители препятствуют растеканию воздуха по сторонам, одновременно препятствуя уменьшению поперечного размера ядра потока как затопленной струи. Зубчатая форма стенок (слева на рисунке) способствует уменьшению пульсаций скорости.

Рабочий проект установки соответствует патенту [3]. Мощность вентиляторов 3x15 кВт = 45 кВт; скорость ветра – до 14...15 м/с; сечение струи после хонейкомба 1,2 м x 3,6 м; длина модели судна – 2 м, путь ее дрейфа– 4 м. Вес установки 2,5 т. Ширина бассейна по воде 7 м. Установка при сложенных стенках вместе с координатником имеет длину 3 м. Хранится в конце опытового бассейна, не препятствуя другим опытам.

Описание работы установки

Предварительно осуществляют настройку. Опытным путем в районе модели судна подбирают необходимое поле скоростей воздушного потока. Для этого подбирают углы установки лопаток дросселя, число оборотов вентиляторов, местное сопротивление сетки, индивидуальный наклон лопаток жалюзи.

Изменение аэродинамического сопротивления по площади сетки осуществляется креплением на основу сетки ее фрагментов. Работа производится методом проб и ошибок.

При проведении испытаний моделей судов на остойчивость возможны следующие варианты воздушного потока:

- 1 Внезапное возникновение ветра после затишья.
- 2 Скачкообразное усиление ветра.

При этом в каждом случае можно использовать нужный профиль скоростей за счет смены сеток. Например, профиль с ростом скорости ветра с высотой над уровнем моря, или профиль, не зависящий от высоты. Внезапное усиление ветра после затишья достигается при помощи лопаток жалюзи, которые сначала направляют поток воздуха над моделью судна, а затем мгновенно - на модель. При необходимости создать скачкообразное усиление ветра исходная скорость ветра получается при заранее подобранном угле установки лопаток дросселя. Скачкообразное усиление достигается мгновенной перекладкой лопаток дросселя в положение «по потоку».

Для проведения опытов на остойчивость установку выкатывают на рабочий участок бассейна.

Модель судна с помощью растяжек, прикрепленных к носу и корме на уровне ватерлинии, устанавливается на воде перед стенками трубы. При работе с внезапным возникновением ветра после затишья лопатки дросселя устанавливаются в положение «по потоку», а лопатки жалюзи в положение «поток над моделью».

Включается генерация волнения. Включаются вентиляторы. Растяжки травятся. Модель испытывает качку и в момент наибольшего крена навстречу волне отдается стопор жалюзи. Модель дрейфует и опрокидывается или нет. Опыт закончен.

При работе со скачкообразным усилением ветра лопатки дросселя устанавливаются в положение с заранее заданным сопротивлением, а жалюзи – в положение «на модель». Включается генерация волнения. Включаются вентиляторы. Растяжки травятся. Модель испытывает качку и дрейф. В момент несколько предшествующий максимальному крену на ветер отдается стопор дросселя. Модель опрокидывается или нет. Опыт закончен.

Испытания модели установки

Проект разработан на основе испытаний модели установки в масштабе 1:6, проведенных в 1981, 1984 и в 2015 годах. Замерено более 250 полей скоростей по 100 точек в каждом. Исследовалось влияние винтов регулируемого шага вентиляторов; спрямляющих аппаратов; наклона блока вентиляторов; крыши над направляющими стенками - сплошной и из отдельных поворотных лопаток; оформление низа стенок – выше или ниже воды; состава жалюзи – сколько лопаток, где и как расположены; влияние расположения дросселя; влияние отстояния модели судна от установки и так далее.

В опытах поверхность воды имитировалась поверхностью бытового стола. Скоростной напор замерялся трубкой Пито. Направление потока оценивалось тоненькой палочкой с приклеенной на конец шелковинкой. Задача состояла в том, чтобы получить желаемое поле скоростей в районе расположения модели судна при минимальной мощности вентиляторов. Считалось доста-

точным, если скорость в данной точке поля скоростей отличается от заданного профиля не более чем на +/- 5%. Имелось ввиду, что при более тонкой настройке (сетки), в натуре можно достичь и меньшего отличия. Опыты проходили при средней скорости 5 м/с. Поток воздуха ведет себя как затопленная струя. При этом на расстоянии 0,1 м от стенок вдоль бассейна ширина струи с указанной характеристикой 5% занимает 0,8 расстояния между стенками. Дальше она сужается под углом $6^{\circ} \dots 7^{\circ}$ с каждой стороны. Это ограничивает дистанцию дрейфа модели судна, так как модель должна быть в пределах ядра струи. При доводке устройства, если понадобится, можно оснастить установку способностью следовать за дрейфующей моделью.

Вдоль поверхности воды идет пограничный слой толщиной порядка 0,1 высоты хонейкомба. Высота струи зависит от углов установки лопаток жалюзи. Принято удовлетворительной высотой, равная высоте хонейкомба в месте расположения модели судна. При взаимодействии наклонной (под углом $10 \dots 15^{\circ}$) струи с поверхностью воды назад течет струйка толщиной 0,05 высоты хонейкомба.

На модели устройства пропеллеры вентиляторов были снабжены устройством для мгновенной перекладки лопастей. Предполагалось, что винты регулируемого шага дадут возможность осуществлять как мгновенное возникновение, так и скачкообразное усиление ветра. Оказалось, что, во-первых, при скачкообразном усилении ветра заметно меняются поля скоростей до и после скачка при принятом отношении диаметров ступицы и винта 0,4. Большее отношение ведет к увеличению габарита устройства за счет длины обтекателя ступицы, что не приемлемо. Во-вторых, при скачкообразном усилении расчетом установлена неприемлемая инерционность устройства за счет инерции воздуха. Поэтому от винтов регулируемого шага пришлось отказаться.

Опыты с крышей над стенками позволяли за счет ее формы добиться увеличения высоты струи. Однако от крыши пришлось отказаться по двум причинам. Во-первых, для упрощения конструкции. Во-вторых, она может ограничивать естественную деформацию потока при взаимодействии с волнами бассейна. Так высота нерегулярных волн может достигать 0,7 м, что соизмеримо с толщиной струи воздуха.

Конечно, в месте расположения модели судна поток воздуха имеет некоторую турбулентность. Степень и масштаб турбулентности, а также число Рейнольдса имеют влияние на силы и моменты обдуваемых тел. Особенно так называемых хорошо обтекаемых и крыльев. В нашем же случае, когда надводная часть модели судна как правило имеет фиксированные точки и линии отрыва потока, по-видимому, это влияние не велико и более того способствует автомодельности.

Вывод

Представляется, что эта установка будет полезна не только для проверки остойчивости вновь спроектированных судов, но и для исследовательских работ, а также для учебных целей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Регистр РФ. Временное руководство по альтернативной оценке критерия погоды. (Сборник нормативно-методических материалов, книга восемнадцатая, 2008 г.) 2017- 57 с.
- 2 Алексеев А.Н., Батуев А.Д. Изобретение «Устройство для приложения силы к модели судна». Описание в бюллетене №43, 23.11.81
- 3 Патент № 184761 «Аэродинамическая труба», приоритет от 15.06.2018. Авторы: Батуев А.Д., Злыгостев Д.В., Чуреев Е.А.

GENERATOR OF SQUALL

Batuev Albert Dornaevitch, Candidate of Engineering Sciences, Senior Researcher
Zligostev Denis Valerevitch, Director of Shipbuilding Research Center
Chureev Evgenii Andreevitch, Head of the laboratory of seaworthiness of ships

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: rector@klgtu.r

It is noted the shortcomings of assumptions, big laboriousness and absence of illustrativeness of model experiments to stability definition of the ships by the method that is accepted by Maritime Register RF. It is invited the plant «squall generator» to carry out the ship model tests on waves at squall in basin. Generator permits the sudden wind strengthening and sudden wind occurrence. That is with increasing in wind speeds with elevation from water and without increasing one.

УДК 629.5.017.1

МОДЕЛЬ БОТА-БУКСИРОВЩИКА В АВАРИЙНОЙ СИТУАЦИИ

Батуев Альберт Дорнаевич, канд. техн. наук, старший научный сотрудник
Злыгостев Денис Валерьевич, директор Научно-исследовательского центра судостроения
Николаев Игорь Игоревич, инженер-конструктор
Чуреев Евгений Андреевич, заведующий лабораторией

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: rector@klgtu.ru

Актуальность темы определена неудовлетворением малых рыболовных ботов как буксиров правилам Речного регистра в части статического действия буксирного каната. Модельными испытаниями в ситуации, когда большое буксируемое судно увлекает за собой потерявший ход буксир-бот, показана достаточность остойчивости таких ботов

Введение

Малые рыболовные боты (МРБ) проекта 902, 902Т и слегка измененные при ремонтах полвека плавают в Куршском и Калининградском заливах. Они буксируют 3...5 лодок к ставным неводам и после выборки улова с лодок рыбаками (до 6 человек) буксируют груженные лодки обратно. В качестве лодок используются мотолодки без мотора типа «Прогресс» или списанные спасательные шлюпки. Суммарный вес буксируемых гуськом лодок – до 15т. Водоизмещение бота ≈ 10 т. Установленная мощность двигателя 50 л.с., $L*V*H = 10,6*3*1,2$ м – длина тах, ширина и высота борта 902Т.

Недавно во время составления информации об остойчивости для таких ботов на класс Р1,2 выявилось следующее: раз суда занимаются буксировкой, значит, по правилам Регистра [1] эти суда можно считать буксирами. Поэтому они должны выдерживать рывок буксирного каната.

Этот рывок они выдерживают, однако не выдерживают требование о «статическом действии буксирного каната» (СДК) с большим «запасом». Не помогает даже крепление буксирного каната на ватерлинии и укладка балласта.

Это требование было введено значительно позже постройки этих МРБ. Ввиду многолетней безаварийной эксплуатации, получается, что требование о СДК в современной формулировке по отношению к данным судам слишком сурово.

Идентичная ситуация с остойчивостью возникла при проектировании нового бота для замены устаревших – проект МРБ-707. Теоретический чертеж дан в [2]., $L*V*H = 10,2*3,3*1,4$ м.

В связи с этим в [2] произведено расчетное исследование остойчивости этого бота, когда действие буксирного каната можно считать статическим (неустойчивое на курсе судно постоянно находится в стороне от курса буксировщика). Результат: остойчивость достаточна.

Ситуации для моделирования

Существует мнение, что в отличие от [2] возможны ситуации, когда требование РРР о СДК вероятно оправдывается. Например, при потере хода буксировщиком, когда большое буксируемое судно своей инерцией увлекает его за собой.

Описываем этот процесс, как мы его себе представляем и как подтвердилось опытом. Первоначально до потери хода МРБ диаметральной плоскости обоих судов совпадали. После уменьшения тяги оба судна замедляются, но МРБ замедляется сильнее. Если бы курсы судов при этом не изменялись, то буксируемое судно, в конце концов, своим носом протаранило бы корму МРБ. Но при достаточной длине буксирного каната вероятнее всего буксируемое судно пройдет мимо МРБ пока не обтянется буксирный канат. При этом он обернет корму МРБ и окажется с того или иного борта. Поскольку до этого канат был ослаблен, обернуть он может и под водой. Допустим, что оборачивает на уровне палубы. Затем скорости судов сравниваются, и одновременно МРБ начинает поворачивать под действием пары сил - сопротивление плюс инерция МРБ – с одной стороны и тяга каната - с другой. Допустим, что инерция буксируемого судна столь велика, что его скорость не изменяется. Тогда поворот МРБ происходит с ускорением и тяга каната растет. Когда диаметральной плоскостью МРБ станет поперек вектора скорости буксируемого судна, тяга достигнет максимума, произойдет рывок. Если МРБ при этом не опрокинулся, а канат был закреплен на транце МРБ и не оборвался, далее будет происходить дальнейший поворот вплоть до начала буксировки МРБ кормой вперед.

Подобное может происходить при буксировке большого судна, когда оно зарыскнуло, а буксировщик пытается вернуть его на курс, но судно своей инерцией увлекает его за собой.

Аналогичное явление возможно при ходе крупного судна каналом с поворотами, когда длина судна соизмерима с шириной фарватера. В этих условиях буксировка за нос не эффективна. Судно должно идти своим ходом. Для повышения эффективности руля корма оттягивается назад буксиром, идущим кормой вперед. При этом буксир неустойчив на курсе, особенно когда буксирный канат закреплен ближе к миделю. Приходится постоянно работать рулем. При ошибке рулевого буксир может встать поперек хода и, если вовремя не отдадут буксирный канат, опрокинется.

Описание эксперимента

В опытовом бассейне КГТУ поставлен опыт, в основном моделирующий ситуацию с потерей хода буксировщиком.

В исходном положении модель МРБ расположена вдоль бассейна правым бортом в 1,5 м от борта бассейна в начале рабочего участка. Прослабленный буксирный канат (бечевка) прикреплен в ДП к палубе на транце. Он обнесен вокруг правого борта и закреплен на буксировочной тележке. Конец, прикрепленный к форштевню, удерживается в руке экспериментатора на тележке.

По сигналу буксировочная тележка начинает разгон также, как и модель, и по достижении заданной скорости буксирующий конец отдается. Буксирный канат обтягивается и под его натяжением модель начинает поворачивать на левый борт. Когда модель окажется поперек бассейна, натяжение буксирного каната достигает максимума, и максимума достигает крен судна.

Длина буксирного каната подобрана наибольшей, но такой, чтобы модель в конце разворота не стукнулась о борт бассейна. (Ширина бассейна 7 м.) Диапазон скоростей: 3,4,5,6,7 узлов для натуры. Опыты фиксировались киносъемкой.

По Регистру при крене палуба не должна входить в воду. Наша модель выдержала 6 узлов, но при 7 узлах черпанула воду и утонула. (Модель не имела палубы.) Приводим раскадровку киносъемки при 7 узлах.

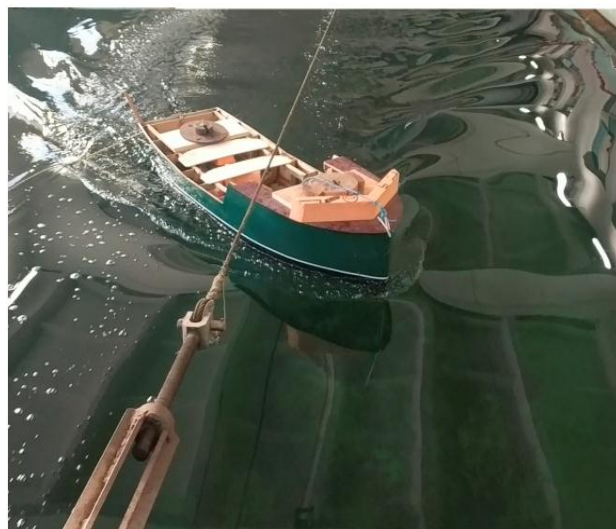
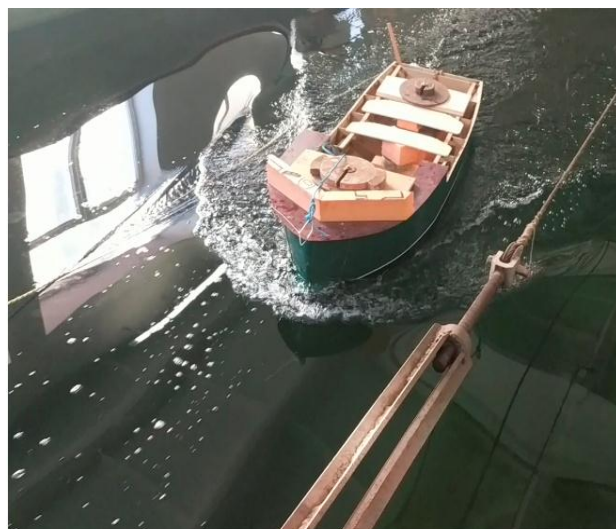
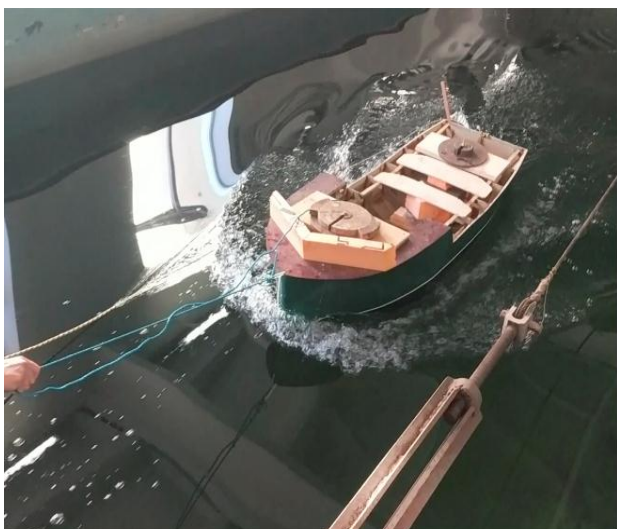
Состояние модели

Модель в масштабе 1:5 испытана в состоянии «голый корпус», то есть без руля и винта. Выбран случай нагрузки при наименьшей метацентрической высоте. Данные натуры:

Водоизмещение - 11,77 т;

Продольный радиус инерции масс в долях от длины - 0,25;

Высота центра тяжести - 1,27 м;
Метацентрическая высота – 0,755 м;
Максимальное плечо диаграммы статической остойчивости – 0,22 м;
Осадка носом – 0,520 м;
Осадка кормой – 0,880 м;
Угол входа палубы в воду 22°;
Наибольшая мощность двигателя 75,8квт при 2500 об/мин;
Длительная мощность 68,2 квт;
Отстояние верха транца от основной 1.8 м



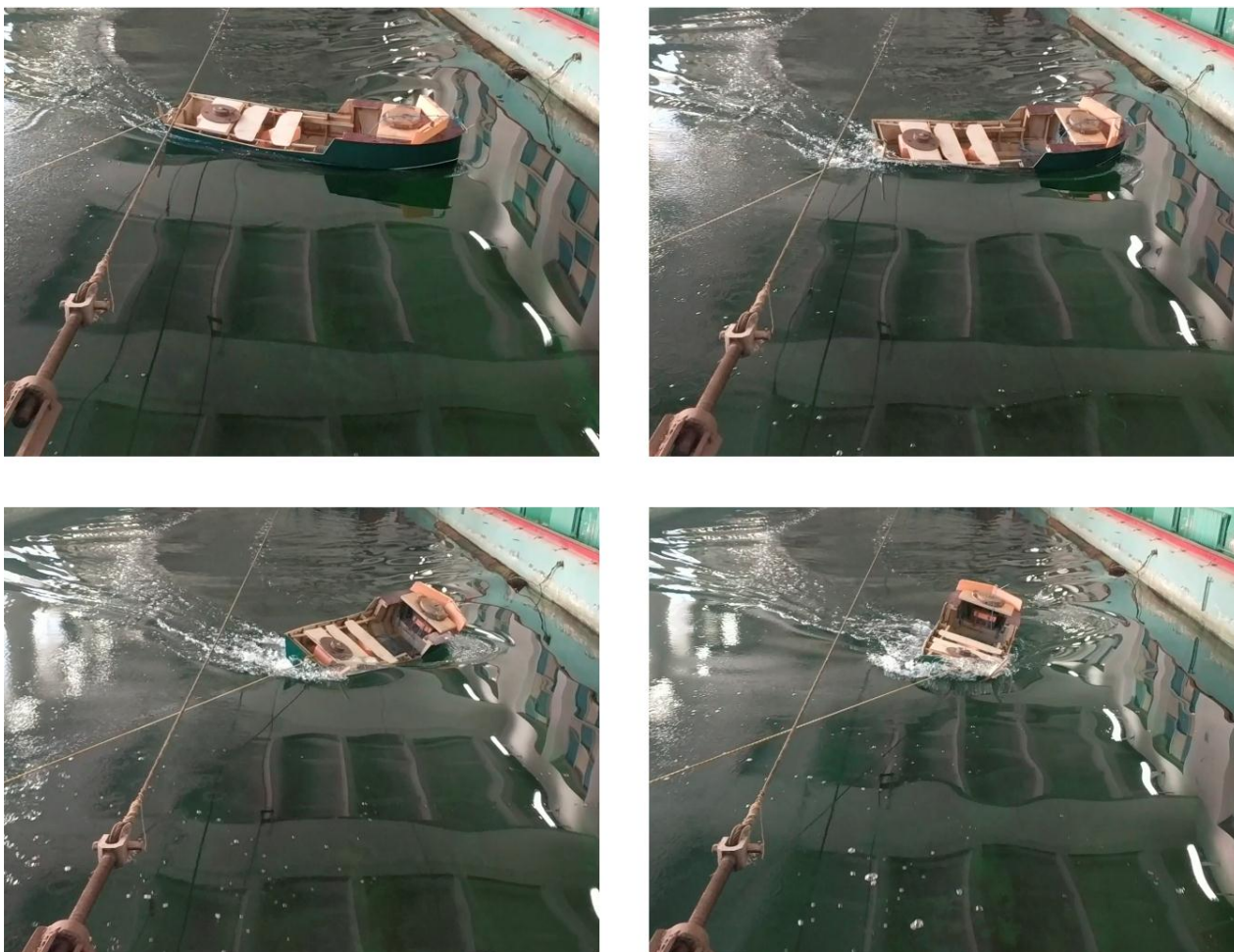


Рис.1 – Опыт при семи узлах

Обсуждение результатов

Смоделированная ситуация для анализа и схематизации для расчета – сложна. Ни о каком «статическом действии» речи не может быть. Это переходный процесс, как по траектории судна, так и по крену. В натуре, когда МРБ становится поперек курса буксировки, рывок каната столь велик, что вероятен обрыв каната или разрушение его креплений. Если только обрыв, то это для устойчивости лучше.

Не смоделирован борт буксируемого судна, в который может упереться МРБ во время эволюции, но, по-видимому, это не повлияет на результат.

К сожалению не смоделировано наличие руля и винта, что конечно дает погрешность в опасную сторону.

Отметим, что характерной скоростью буксировки крупного судна можно считать 5 узлов, а 6 узлов модель выдержала.

В эксперименте по существу смоделирована буксировка судна с бесконечной инерцией, что идет в запас. Ясно, что безопасность МРБ в данной ситуации (с большим судном) перекрывает возможные ситуации с буксируемыми лодками, несмотря на погрешность опытов, связанную с отсутствием руля.

Выводы

- 1 Требование РРР о статическом действии буксирного каната на буксир с креплением каната вблизи оси руля слишком сурово.
- 2 Вновь спроектированный МРБ при буксировке лодок общим весом до 15 тонн устойчив.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Правила постройки и классификации судов внутреннего плавания Российского Речного Регистра (ПСВП), 2008.-313 с.

2 Батуев А.Д. Статическое действие буксирного каната на бот. В электронном издании материалов VI Международного Балтийского морского форума 3-6 сентября 2018 года, том 2. Секция «Инновационные методы проектирования, постройки и ремонта судов». Калининград, Издательство БГАРФ, 2018.- С. 87-90

THE MODEL OF THE BOT-TOW IN AN EMERGENCY

Batuev Albert Dornaevitch, Candidate of Engineering Sciences, Senior Researcher

Zligostev Denis Valerevitch, Director of Shipbuilding Research Center

of the Kaliningrad State Technical University

Nikolaev Igor Igorevitch, shipbuilding engineer

Chureev Evgenii Andreevitch, Head of the laboratory of seaworthiness of shipShipbuilding

Research and Development Center of the Kaliningrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: rector@klgtu.ru

The relevance of the topic chosen due to the dissatisfaction of small fishing boats as the tugs to the Riverain Register rules in static action of the towing cable. Model tests in a situation where a large towed vessel carries away a tugboat that has lost its course, shows the sufficiency of stability of such bots.

УДК 629.5.018.716

ВЛИЯНИЕ СЕДЛОВАТОСТИ ПАЛУБЫ НА БЕЗОПАСНОСТЬ СУДНА НА РАЗВИТОМ ВСТРЕЧНОМ ВОЛНЕНИИ

¹Бураковский Евгений Петрович, д-р техн. наук, профессор

²Бураковский Павел Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

¹Прохнич Владимир Прокофьевич, канд. техн. наук, доцент

¹ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

Калининград, Россия, e-mail: e_burakovsky@mail.ru

²Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,

Калининград, Россия, e-mail: paul_b@mail.ru

Статья посвящена исследованию эффективности такого конструктивного мероприятия, как седловатость палубы на обеспечение безопасности судна на развитом встречном волнении. Представлены результаты экспериментальных исследований, проведенных с использованием самодходной модели в опытовом бассейне. Также приводятся результаты расчетного анализа, осуществленного на базе модифицированного авторами нелинейного уравнения килевой качки. Показано значительное влияние седловатости палубы на величину гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в носовой оконечности в условиях захвата волной

Заливание палубы при продольной качке судна генерирует гидродинамические усилия на плоских участках палубы в носовой оконечности судна [1, 2]. Одним из путей снижения заливаемости судов является увеличение высоты надводного борта за счет изменения конструкции судов в носовой оконечности и, в частности, придание седловатости корпусу или устройство удлиненно-го полубака [3, 4]. Другие способы снижения нагрузки связаны с изменением архитектуры судов в носовой оконечности. Здесь следует упомянуть суда типа X-Bow, суда с инверсным носом, а также предложенную ЦМКБ «Алмаз» архитектуру проекта автомобильно-пассажирских паромов [5, 6]. Авторами также предложен ряд конструктивных решений, позволяющих ограничить зарывание судна носом в волну и снизить величину гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в носовой оконечности [7, 8, 9].

В настоящей работе исследуется вопрос эффективности использования седловатости корпуса с целью снижения гидродинамического давления на палубу в носовой оконечности, а следовательно, и повышения безопасности мореплавания, так как относительно невысокое гидродинамическое давление приводит к обнулению метацентрической высоты с последующим опрокидыванием судна.

Для оценки влияния седловатости были проведены испытания самоходной модели в опытном бассейне Научно-исследовательского центра судостроения ФГБОУ ВО «КГТУ».

Базовая самоходная модель была изготовлена в масштабе 1:100 по чертежу реального танкера (рис. 1). После проведения испытаний модели с седловатостью палубы она была модернизирована таким образом, что палуба в носовой оконечности была плоской.

Технология изготовления модели была аналогична описанной в [1, 2]. Движение модели обеспечивалось при помощи коллекторного электродвигателя 775 серии с рабочим напряжением 12 вольт, который обеспечивал максимальное количество оборотов вала, равное 4500 об/мин. На валу двигателя за корпусом был установлен четырехлопастной винт диаметром 60 мм. Питание электродвигателя осуществлялось от аккумулятора марки LiPO 4200 mAh 11,1V. В модели был установлен приемник для передатчика P/Y FLYSKY. К приемнику подключались сервомашинка и регулятор скорости. Соответственно сервомашинка воздействовала через систему тяг на руль модели, а регулятор скорости на обороты двигателя и его реверс. Аккумулятор также был подключен к регулятору скорости.



Рис. 1. Общий вид самоходной модели с седловатостью палубы

Моделирование момента инерции масс модели относительно поперечной оси осуществлялось путем раскачки модели на специальном стенде. Контроль скорости хода модели на волнении осуществлялся путем замера времени прохождения ей мерного участка.

Для возможности вариации метацентрической высоты модели на ней была установлена специальная мачта с закрепленной на ней штангой. Перемещая по высоте мачты штангу, представляется возможным изменять метацентрическую высоту. Контроль метацентрической высоты осуществлялся по периоду качки модели судна.

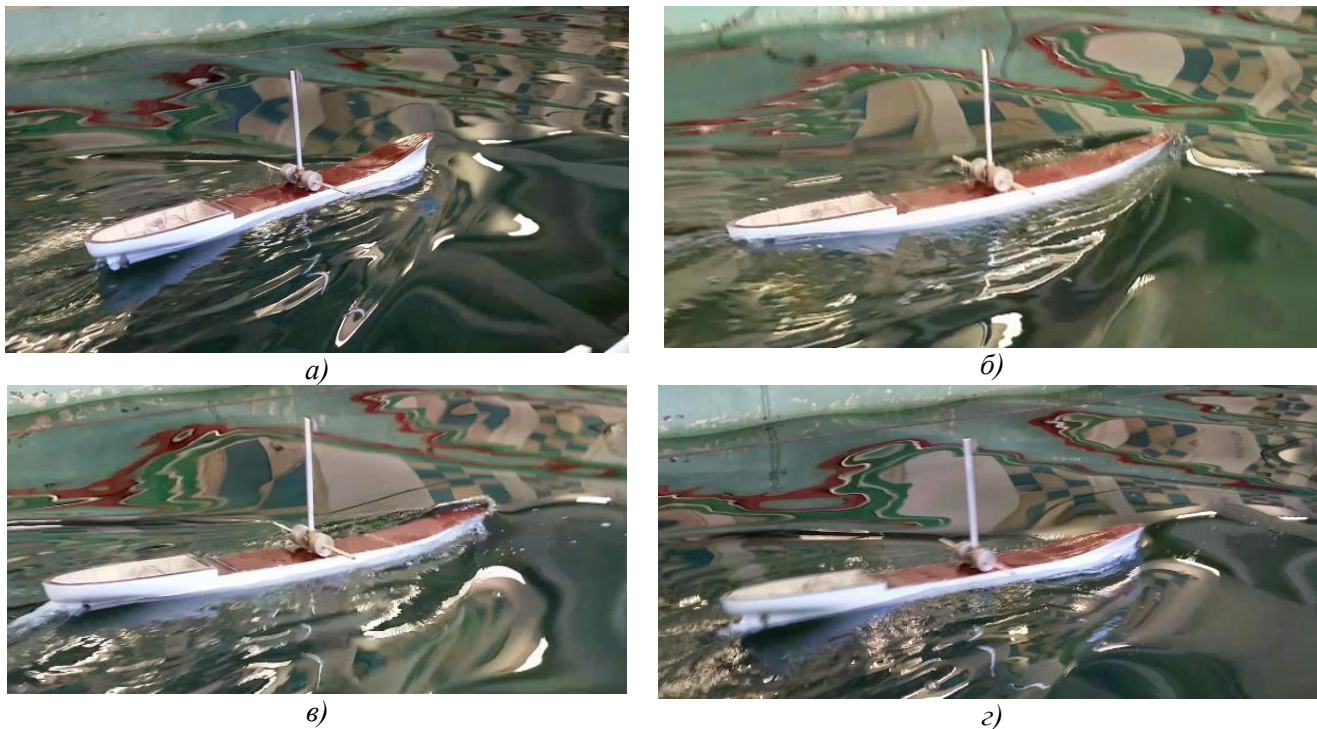


Рис. 2. Модель с седловатостью палубы в процессе испытаний

Методика проведения экспериментальных исследований предусматривала два варианта загрузки модели: порожнем и в полном грузу. Скорость движения модели на волнении выбиралась из расчета, чтобы всегда выполнялось условие $Fr \leq 0,25$. Экстремальная высота волны выбиралась из условия $h_w = \frac{1}{20}L$, где L – длина модели. Перед началом испытаний модель находилась на исходной позиции в конце бассейна. Затем задавался выбранный режим регулярного волнения, который контролировался датчиком-волнографом. После того, как режим волнения устанавливался, начиналось движение самоходной модели на встречном волнении. Испытания самоходной модели с седловатостью палубы представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что самоходная модель с седловатостью палубы обладает хорошей всхожестью на волну и при ее движении на развитом встречном волнении палуба в носовой оконечности не заливается, имеет место лишь незначительное забрызгивание. В этом случае не возникает предпосылок для захвата волной носовой оконечности судна.

Как отмечено выше, после проведения серии испытаний самоходная модель была модернизирована за счет устранения седловатости палубы и создания равной высоты надводного борта на миделе и в носовой оконечности судна. Результаты этих испытаний представлены на рис. 3 и описаны в [1, 2].



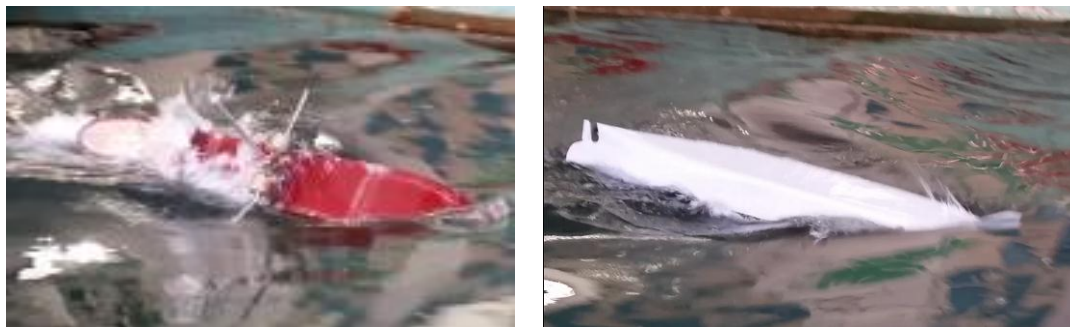


Рис. 3. Испытания самоходной модели без седловатости палубы

Как видно из рис. 3, модель судна без седловатости палубы зарывается носом в волну, в результате чего на палубе в носовой оконечности генерируются значительные гидродинамические усилия, что ведет к опрокидыванию судна [10]. Следует заметить, что при проведении данных экспериментальных исследований не затрагивались вопросы общей прочности судна, однако, как показано в [11, 12], в условиях захвата волной носовой оконечности судна в его корпусе может возникать значительный дополнительный динамический изгибающий момент, который способен привести к разрушению корпуса [13, 14].

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность такого конструктивного мероприятия, как создание седловатости палубы судна, для обеспечения безопасности судна на развитом встречном волнении.

Результаты экспериментальных исследований были обоснованы теоретической оценкой влияния седловатости палубы на величину гидродинамической нагрузки, действующей на носовую оконечность в условиях ее захвата волной. Для оценки величины гидродинамических давлений на палубу в носовой оконечности при ее залипании было использовано соответствующее уравнение нелинейной качки, представленное в [1], и решаемое совместно с уравнением вертикальной качки:

$$\left(\frac{D}{g} + \lambda_{33}\right) \cdot \ddot{\zeta}_g + \nu_{33} \cdot \dot{\zeta}_g + \gamma \cdot S \cdot \zeta_g - \nu \cdot \lambda_{33} \cdot \dot{\psi} - \nu \cdot \nu_{33} \cdot \psi =$$

$$= r_w \cdot \left[(\gamma \cdot a_0 - \sigma_k^2 \cdot a_0^n) \cdot \cos(\sigma_k \cdot t) - \sigma_k \cdot a_0' \cdot \sin(\sigma_k \cdot t) \right], \quad (1)$$

$$(J_y + \lambda_{55}) \cdot \ddot{\psi} + \nu_{55} \cdot \dot{\psi} + D \cdot H \cdot \psi - \gamma \cdot \left(I_F + F \cdot \frac{\xi_F^2}{S - F} \cdot \frac{S}{S - F} \right) \cdot \psi - \frac{1}{2} c_N \cdot \Gamma(F, \zeta) \cdot \rho \cdot V_R^2 \cdot F \cdot \xi_F =$$

$$= -r_w \cdot \left[\sigma_k \cdot b_1' \cdot \cos(\sigma_k \cdot t) + (\gamma \cdot b_1 - \sigma_k^2 \cdot b_1^n) \cdot \sin(\sigma_k \cdot t) \right], \quad (2)$$

где D – водоизмещение судна;

ζ_g – аппликата центра тяжести судна относительно подвижной системы координат, движущейся со скоростью судна в направлении его движения;

ψ – угол дифферента судна;

J_y – момент инерции массы судна относительно центра тяжести судна;

g – ускорение силы тяжести;

γ – удельный вес воды;

λ_{33} – суммарная присоединенная масса для судна при вертикальной качке;

ν_{33} – суммарный коэффициент сопротивления для судна при вертикальной качке;

λ_{55} – суммарная присоединенная масса (присоединенный момент инерции) при килевой качке;

ν_{55} – суммарный коэффициент сопротивления для судна при килевой качке;

F – погруженная в воду площадь палубы, вычисляемая с использованием теоретического чертежа;

S – площадь ватерлинии судна (при отсутствии залипания носовой оконечности);

ξ_F – координата центра тяжести погруженной площади палубы, отсчитываемая от миделя;

I_F – собственный момент инерции погруженной в воду площади палубы относительно оси, перпендикулярной диаметральной плоскости;

H – продольная метацентрическая высота;

a_0, b_1 – коэффициенты главной части возмущающих сил, определяемые по приближенным формулам А.В. Герасимова;

a_0'', b_1'' – коэффициенты для дифракционных компонентов возмущающих сил инерционной природы, определяемые по приближенным формулам А.В. Герасимова;

a_0', b_1' – коэффициенты для демпфирующих дифракционных компонентов возмущающих сил, определяемые по приближенным формулам А.В. Герасимова;

v – скорость судна;

σ_k – кажущаяся частота волны;

r_w – радиус орбиты на свободной поверхности воды;

$\Gamma(F, \zeta)$ – функция, учитывающая влияние свободной поверхности воды на гидродинамическое давление;

ρ – плотность воды;

V_R – результирующая скорость обтекания палубы;

c_N – коэффициент нормальной силы крыла, зависящий в числе прочего от угла атаки, формы носовой оконечности в плане, телесности носовой оконечности, наличия надпалубных конструкций, характера обтекания палубы вблизи раздела двух сред и т.д.

Результирующая скорость обтекания палубы V_R вычислялась с использованием зависимости [1]

$$V_R = \left\{ \left[v - \sigma \cdot r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) \right]^2 + \left[\sigma \cdot r_w \cdot \sin\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) - \zeta_g - \psi \cdot \xi_F \right]^2 \right\}^{1/2}, \quad (3)$$

где σ – частота волны;

λ – длина волны;

ξ_w – координата, отсчитывая от миделя, начиная с которой палуба погружена в воду.

В отличие от [1] при наличии седловатости палубы значение ξ_w определялось из условия

$$h(\xi_w) - \zeta_g - \psi \cdot \xi_w + r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) = 0, \quad (4)$$

где $h(\xi_w)$ – высота надводного борта, являющаяся переменной по длине корпуса судна вследствие наличия седловатости палубы.

В качестве объекта исследования было рассмотрено судно со следующими параметрами в полном грузу, а именно:

длина $L=166$ м;

ширина $B=23$ м;

осадка $T=9$ м;

водоизмещение $D=27000$ т;

высота надводного борта на миделе $h=2,91$ м.

Расчет выполнялся для двух скоростей движения судна, а именно при $Fr=0,127$ и $Fr=0,247$

на волне высотой $h_w=7,5$ м и $h_w=9$ м, т.е. находящейся примерно в области $\frac{1}{20} \cdot L$. Длина волны

λ принималась равной длине корпуса судна. Расчетные схемы корпуса судна с седловатостью палубы и удлиненным полубаком представлены на рис. 4 и рис. 5, результаты расчета приведены на рис. 6 и рис. 7

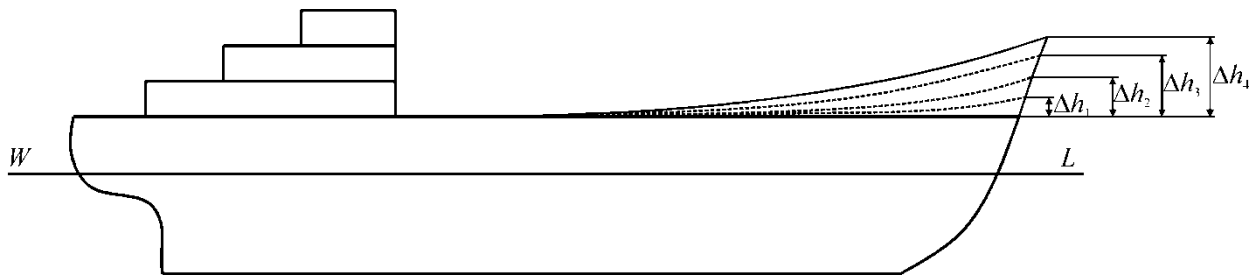


Рис. 4 Корпус судна с седловатостью палубы в носовой оконечности

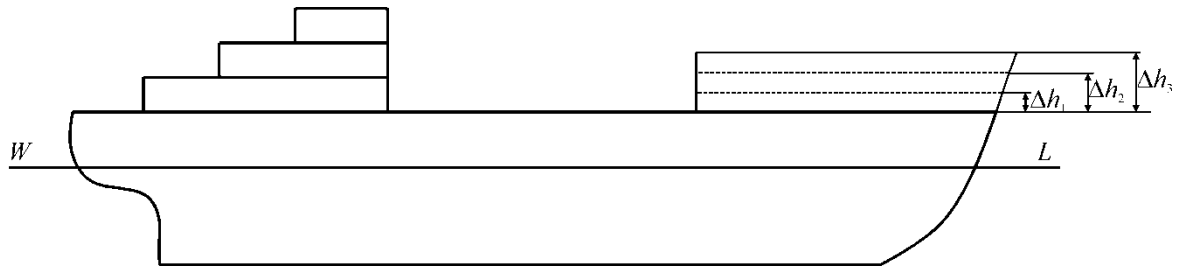


Рис. 5. Корпус судна с удлинённым полубаком

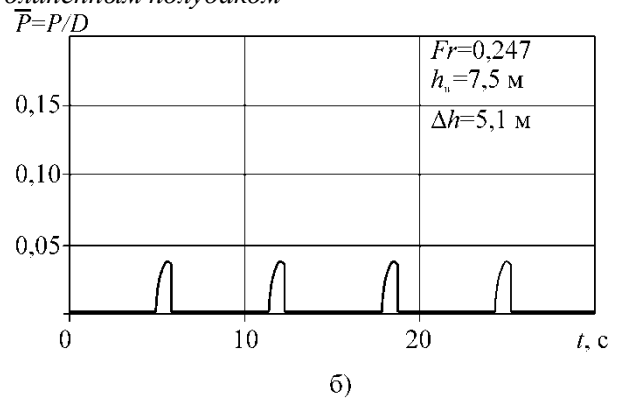
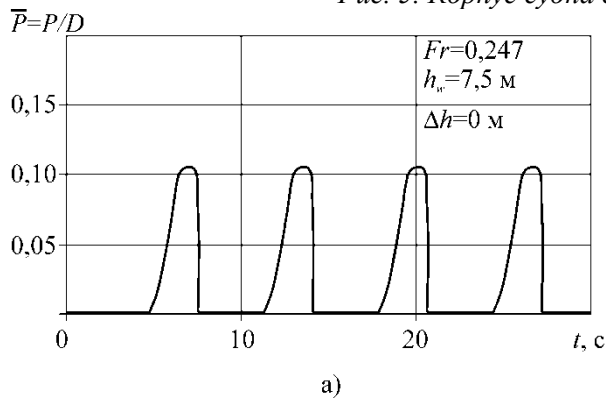


Рис. 6 Изменение во времени величины гидродинамического давления на палубу судна в носовой оконечности

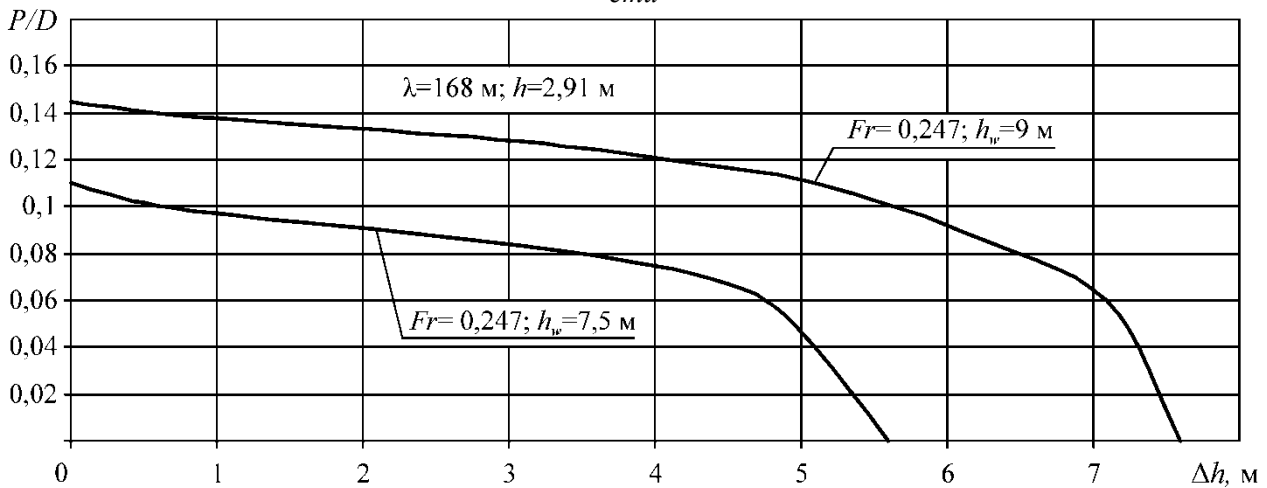


Рис. 7 Влияние седловатости палубы на величину гидродинамической нагрузки

Видно, что наличие седловатости палубы оказывает существенное влияние на величину гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в условиях захвата его носовой оконечности волной. Так, если высота борта в носовой оконечности превышает высоту борта на миделе на $\Delta h = 5,1\text{ м}$, то генерируемая на палубе гидродинамическая сила уменьшается более чем в 4 раза (рис. 6). Рис. 7 показывает, что для исследованного судна в зависимости от высоты волны при $\Delta h = 5,6\text{ м}$ и $\Delta h = 7,6\text{ м}$ соответственно происходит обнуление гидродинамической нагрузки, генерируемой на палубе.

Аналогичное влияние на величину гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в носовой оконечности, оказывает и наличие удлинённого полубака (рис. 5).

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования позволяют сделать вывод о том, что создание седловатости палубы судна является весьма эффективным приемом для предотвращения захвата волной носовой оконечности судна. Однако повысить безопасность судна на развитом встречном волнении можно и с использованием иных конструктивных мероприятий, в частности, представленных в [7, 8, 9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Бураковский, Е.П. К вопросу об определении нагрузки, действующей на палубу судна в носовой оконечности при ее залипании на встречном волнении / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Морские интеллектуальные технологии.– 2018.– №4(42), т. 3.– С. 19–25.

2 Бураковский, Е.П. Экспериментальные исследования остойчивости судов при продольной качке в условиях заливаемости носовой оконечности [Электронный ресурс] / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Д.В. Злыгостев, А.А. Сивограков, Е.А. Чуреев // Балтийский морской форум: материалы VI Международного Балтийского морского форума 3-6 сентября 2018 года: В 6 томах. Т. 2 «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VI Международная научная конференция. – Калининград: Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2018. – С. 91–97.

3 Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус / Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2018.– 209 с.

4 Правила о грузовой марке морских судов / Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2017.– 66 с.

5 Абрамовский, В.А. Скоростные паромы ЦМКБ «Алмаз» для «Балтийского моста» / В.А. Абрамовский // Морской вестник.– 2002.– №3(3).– С.29–31.

6 Чижиумов, С. Д. Основы динамики судов на волнении: учеб. пособие / С. Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУ ВПО «КнАГТУ», 2010. – 110 с.

7 Пат. 2582328 Российская Федерация, МПК В63В 39/06, В63В 1/16, В63В 3/44. Успокоитель качки судна / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Юсып В.М.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ».– № 2014138317/11; заявл. 22.09.2014; опубл. 20.04.2016, бюл. №11.– 7 с.

8 Пат. 2682385 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/02. Корпус судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2017145861; заявл. 25.12.2017; опубл. 19.03.2019, бюл. №8.– 12 с.

9 Пат. 2690642 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/02. Носовая оконечность корпуса судна / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2018123395; заявл. 27.06.2018; опубл. 04.06.2019, бюл. №16.– 9 с.

10 Бураковский, Е.П. К вопросу о сценарии гибели судов во время шторма вследствие захвата волной их носовой оконечности / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №4(38), т. 2. – С. 27–33.

11 Бураковский, Е.П. Управление и принятие решений при контроле эксплуатационной прочности судна на основе современной теории катастроф / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев, В.П. Прохнич // Морские интеллектуальные технологии.– 2013.– №1(19).– С.7–14.

12 Бураковский, Е.П. Некоторые проблемы обеспечения общей прочности судов в чрезвычайных ситуациях /Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2014.– Вып. 82(366).– С. 21–30.

13 Бураковский, Е.П. Эксплуатационная прочность судов: учеб. / Е.П. Бураковский, Ю.И. Нечаев, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич. – СПб.: Лань, 2017. – 404 с.

14 Бураковский, Е.П. Сценарии гибели нефте-рудовоза MV «Derbyshire» / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №3(37), т. 1.– С.17–22.

THE EFFECT OF SADDLENESS OF THE DECK ON THE SAFETY OF THE SHIP ON THE DEVELOPED COUNTERWAVE

¹Burakovskiy Evgeny Petrovich, Doctor of Technical Sciences, professor

²Burakovskiy Pavel Evgenievich, Ph. D., assistant professor

¹Prokhnich Vladimir Prokofievich, Ph. D., assistant professor

¹Kaliningrad state technical university,

Kaliningrad, Russia, e-mail: e_burakovsky@mail.ru

²Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",

Kaliningrad, Russia, e-mail: paul_b@mail.ru

The article is devoted to the study of the effectiveness of such a constructive event, like the sheeting of the deck, to ensure the safety of the vessel in a developed headwater. The results of experimental studies conducted using a self-propelled model in the experimental basin are presented. It also presents the results of a computational analysis carried out on the basis of a non-linear pitching equation modified by the authors. The significant effect of the sheer deck on the magnitude of the hydrodynamic loads acting on the deck of the vessel in the bow in the conditions of wave capture is shown.

УДК 629.5.023.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА НАКОПЛЕНИЕ ПРОГИБОВ ПЛАСТИН СУДОВОГО КОРПУСА

¹Бураковский Евгений Петрович, д-р техн. наук, профессор

²Бураковский Павел Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

¹Мысник Артем Владимирович, аспирант

¹Прохнич Тамара Яковлевна, доцент

¹ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: e_burakovsky@mail.ru

²Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: paul_b@mail.ru

Статья посвящена исследованию влияния таких эксплуатационных факторов, как интенсивность потока внешних нагрузок и коррозионный износ на накопление прогибов судовых пластин. Исследование проводилось с использованием разработанного авторами алгоритма прогнозирования стрелок прогиба пластин. Показано влияние изменения толщины пластин обшивки судового корпуса и характера внешних нагрузок на результирующий прогиб

Вопросы накопления прогибов элементов судовых корпусных конструкций являются весьма актуальными как для судостроения, так и для судоремонта. Такие эксплуатационные дефекты корпусов судов, как пологие вмятины и гофрировка, относятся к классу прогрессирующих, что необходимо учитывать при дефектации конструкций [1, 2], а также при назначении размеров связей корпуса [3].

На основании проведенных авторами экспериментальных исследований [4, 5] был разработан алгоритм прогнозирования стрелок прогиба пластин при восприятии случайных эксплуатационных нагрузок для пластин с постоянной толщиной [6, 7, 8]. Его суть заключается в следующем.

1 Весь диапазон действия внешних эксплуатационных нагрузок разбивается на ряд уровней, при этом считается, что для нагрузок, находящихся в пределах одного уровня, процесс накопления идет одинаково. Для каждого из уровней экспериментальные кривые накопления [4, 5] представлены в виде ряда прямоугольников, что изображено на рис. 1, где t – толщина пластины; w – остаточный прогиб пластины; P – внешняя нагрузка; l – пролет пластины; σ_T – предел текучести материала, $f(\bar{P})$ – функция плотности распределения величин внешних эксплуатационных нагрузок. Ширина каждого прямоугольника определяется приростом прогиба при соответствующем цикле нагружения. При приближении к предельной кривой накопления ширина прямоугольника (а с ней и прирост прогиба) стремится к нулю.

2 Переход на высший уровень осуществляется по прямой, наклон которой определяется из того условия, что степень перегрузки пластины ΔP , при которой процесс деформирования выходит на статическую кривую, близка для различных уровней [4, 5]. Для определения угла наклона прямой перехода на высший уровень проводится линия, соединяющая точку предельной кривой накопления текущего уровня с точкой статической кривой, соответствующей нагрузке, превышающей текущую на ΔP (пунктирные линии на рис. 1). Переход с текущего уровня будет осуществляться по прямой, параллельной данной линии, проведенной из точки, которая определяется текущим значением прогиба, до горизонтальной линии, соответствующей действовавшей эксплуатационной нагрузке высшего уровня. В том случае, если проведенная прямая пересекает статическую кривую при нагрузке меньшей, чем действовавшая, то искомый прогиб будет определяться статической кривой для этого уровня эксплуатационной нагрузки.

3 При переходе на низший уровень с текущего проводится вертикальная линия. В случае ее пересечения с горизонтальной прямой, соответствующей действовавшей нагрузке низшего уровня, прирост прогиба будет определяться значением, которое соответствует точке пересечения. Чем ближе к предельной кривой накопления расположена точка пересечения, тем прирост прогиба меньше. Если же вертикальная линия пересекает предельную кривую накопления при нагрузке, большей, чем действовавшая эксплуатационная нагрузка низшего уровня, то при действии нагрузок такого уровня накопления остаточных прогибов не будет.

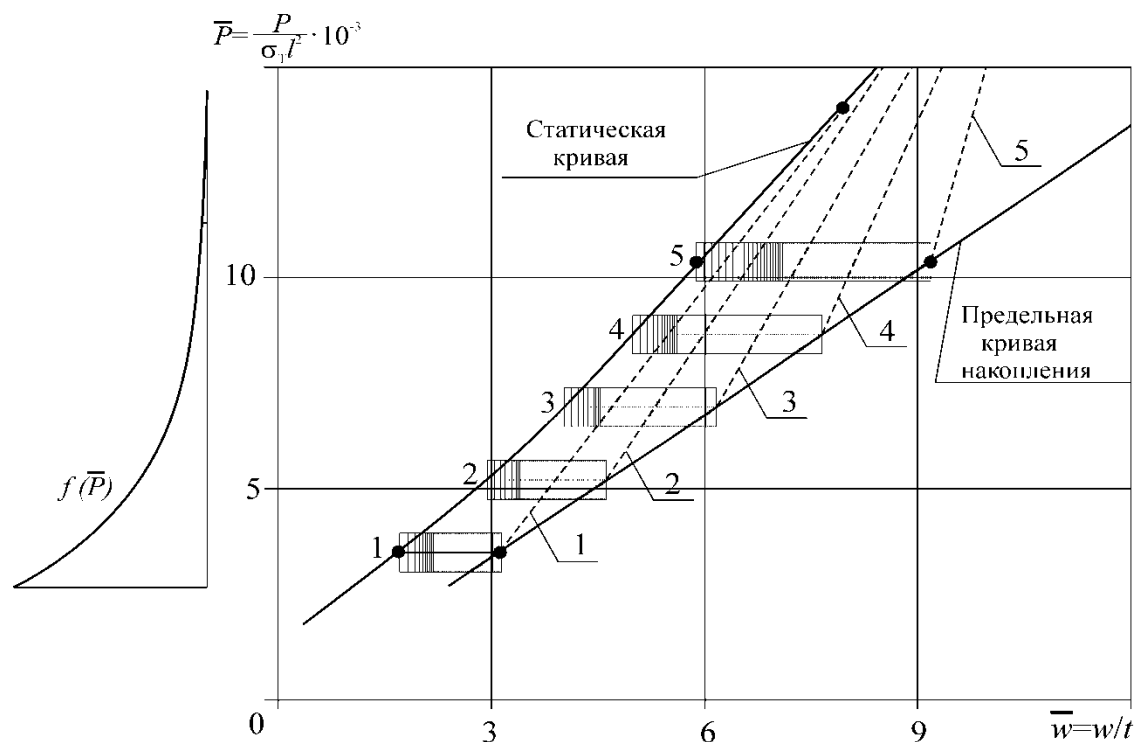


Рис. 1. Моделирование процесса накопления остаточных прогибов пластин при многократном нагружении

Моделирование процесса накопления прогибов пластин осуществлялось следующим образом. С использованием методики расчета пластин под действием частичной нагрузки [8, 9], полученной в рамках гипотезы «о мгновенном раскрытии пластических шарниров» строилась зависи-

мость нагрузка – прогиб для балки-полоски пластины (статическая кривая). Предельная кривая накопления строилась с использованием зависимости, представленной в [4]:

$$w_{пред} = 2 \cdot w_{cm} - 0,75 \cdot \frac{w_{cm}^2}{w_p} - 0,25 \cdot \frac{w_{cm}^7}{w_p^6}, \quad (1)$$

где $w_{пред}$ – предельно накопленный прогиб;

w_{cm} – остаточный прогиб пластины при однократном нагружении;

w_p – остаточный прогиб пластины в момент разрушения.

Данная зависимость была преобразована к безразмерному виду:

$$\bar{w}_{пред} = 2 \cdot \bar{w}_{cm} - 0,75 \cdot \frac{\bar{w}_{cm}^2}{\bar{w}_p} - 0,25 \cdot \frac{\bar{w}_{cm}^7}{\bar{w}_p^6}, \quad (2)$$

где $\bar{w}_{пред} = w_{пред} / l$ – относительное значение предельно накопленного прогиба;

$\bar{w}_{cm} = w_{cm} / l$ – относительное значение остаточного прогиба пластины при однократном нагружении;

$\bar{w}_p = w_p / l$ – относительное значение остаточного прогиба пластины в момент разрушения.

На рис. 2 представлено влияние изменения толщины обшивки на величину накопленного прогиба (N – число нагружений, остальные обозначения представлены выше). Видно, что уменьшением толщины пластин при неизменных характеристиках потока внешних нагрузок результирующий прогиб растет. С уменьшением толщины пластины с 14 до 8 мм результирующий прогиб увеличивается более чем в полтора раза.

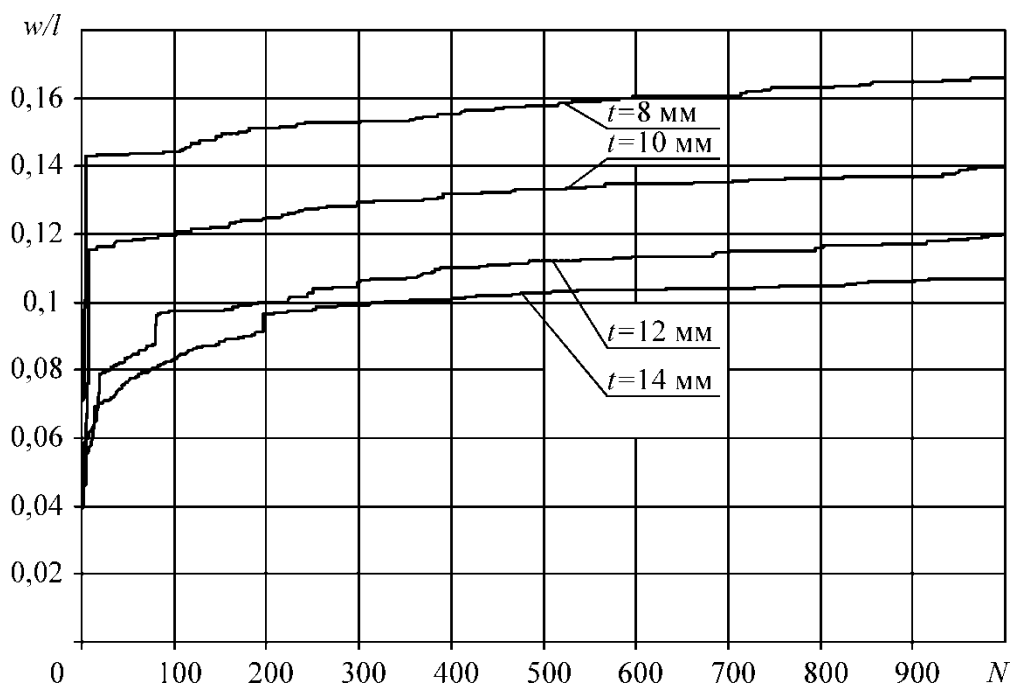


Рис. 2 Влияние толщины пластин на величину накопленного прогиба при действии случайных эксплуатационных нагрузок

В процессе эксплуатации судов накопление прогибов происходит при непрерывном изменении толщин пластин. Будем полагать при этом, что граничные условия пластин изменяются не существенно. Тогда можно применить алгоритм накопления прогибов [6, 7, 8] при постоянной толщине к случаю, когда толщина обшивки непрерывно изменяется. Для этого разобьем весь интервал изменения толщины обшивки от построечной до достигнутой вследствие износа в эксплуатации на ряд интервалов длиной Δt и заменим плавную кривую изменения толщины обшивки с течением времени ступенчатой кривой. Согласно [10] данную задачу можно в первом приближении рассмотреть в линейно-детерминированной постановке, считая скорость износа заданной и

неизменной во времени. Для каждой ступени изменения толщины пластины t_i в соответствии с изложенным выше может быть построена статическая кривая и предельная кривая накопления, а также зависимости величины накопленного прогиба от числа нагружений, аналогичные представленным на рис. 2. Ясно, что с уменьшением значения Δt такая модель будет более точно описывать поведение реальной судовой пластины в процессе эксплуатации.

Обозначим относительное значение прироста прогиба для пластины с некоторой текущей толщиной t_i через $\Delta \bar{w}_i = \Delta w_i / l$. В этом случае величина прогиба, накопленного за весь рассматриваемый период эксплуатации, может быть определена из условия

$$\bar{w} = \sum_{i=1}^n \Delta \bar{w}_i, \quad (3)$$

где i – число ступеней, используемое для представления реальной кривой изменения толщины пластины в процессе эксплуатации.

На Рис. 3 представлены результаты моделирования накопления остаточных прогибов судовой пластины, толщина которой непрерывно изменяется вследствие износа. При этом принималось, что скорость износа составляла 0,12 мм/год, а поток внешних нагрузок оставался неизменным. В течение каждого года пластина подвергалась действию 500 нагрузок, интенсивность которых была распределена по экспоненциальному закону. В соответствии с изложенным выше, процесс непрерывного изменения толщины пластины разбивался на ряд ступеней. В данном случае в расчет закладывалась толщина пластины на начало года, т.е. в первый год эксплуатации толщина пластины принималась равной построечной (10 мм), во второй год – 9,88 мм и т.д. Весь период эксплуатации принимался равным 5 годам, и на последнем году расчетная толщина пластины составляла 9,52 мм. Также на рис. 3 приведена зависимость для пластины с неизменной толщиной 10 мм, находящейся под действием тех же нагрузок. Как видно из рисунка, наличие износа привело к увеличению результирующего прогиба на величину порядка 3 мм.

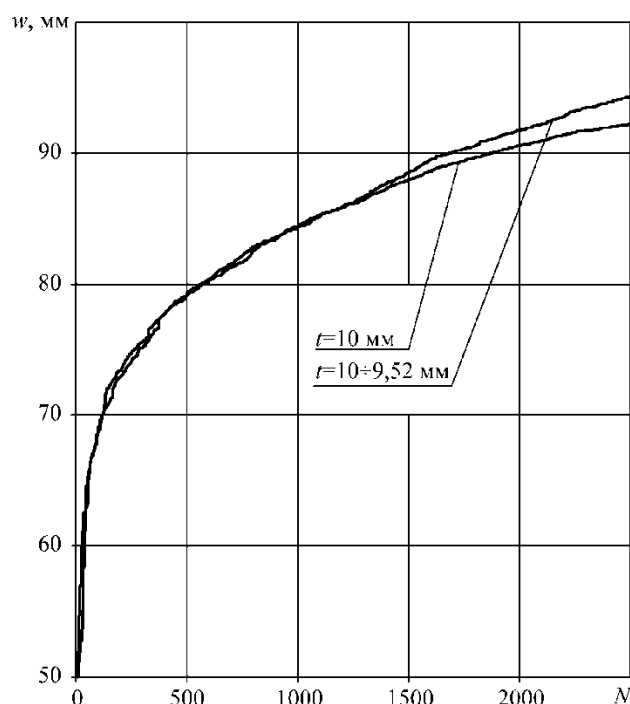


Рис. 3 Накопление прогибов в пластине при непрерывном изменении толщины

Представленные выше результаты были получены при условии, что характеристики потока внешних нагрузок оставались неизменными в течение всего рассматриваемого периода. Рассмотрим теперь тот случай, когда судно последовательно попадает в различные условия эксплуатации. Результаты моделирования для различных потоков внешних нагрузок представлены ниже. На рис. 4 показано изменение результирующего прогиба в зависимости от числа нагружений, на рис. 5 – соответствующие плотности распределения интенсивности внешних нагрузок. Неправильная форма этих кривых вызвана сравнительно небольшим числом нагрузок (для каждого из значений

параметра экспоненциального распределения принималось по 250 нагрузок), с увеличением числа нагружений указанные кривые приближаются к теоретической плотности распределения для экспоненциального закона.

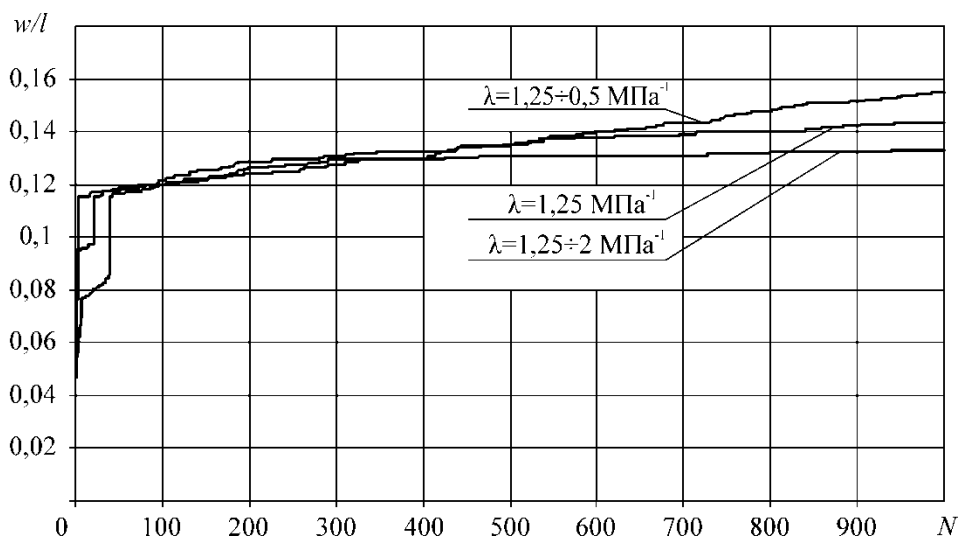


Рис. 4. Влияние изменения потока внешних нагрузок на величину прогиба пластин

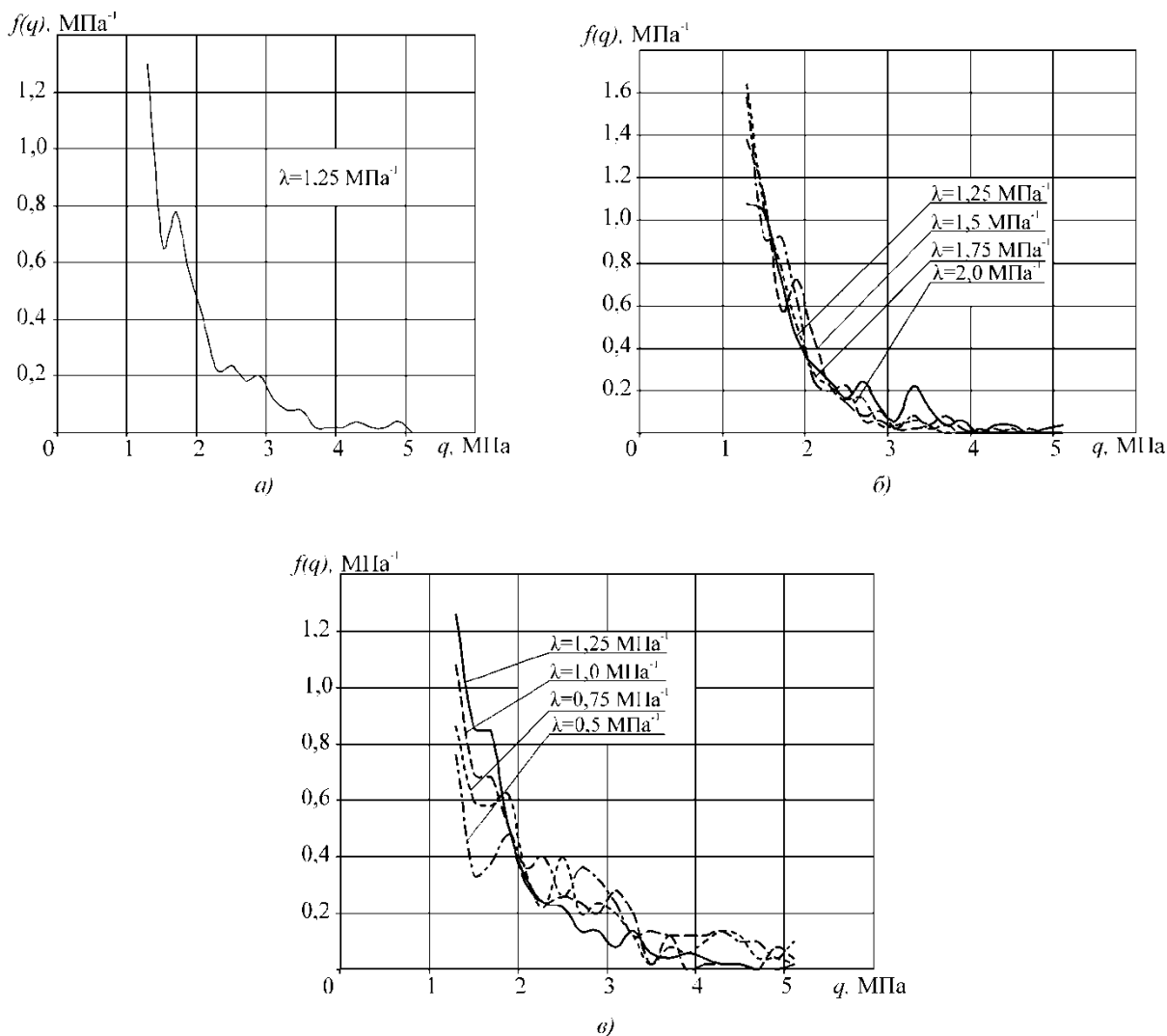


Рис. 5 Эмпирическая плотность распределения интенсивности внешних нагрузок: а) – при $\lambda = \text{const} = 1,25 \text{ МПа}^{-1}$; б) – при $\lambda = 1,25 \pm 2 \text{ МПа}^{-1}$; в) – при $\lambda = 1,25 \pm 0,5 \text{ МПа}^{-1}$

Проведенные исследования свидетельствуют о существенном влиянии эксплуатационных факторов на накопление прогибов пластин судового корпуса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Правила классификационных освидетельствований судов в эксплуатации / Российский Морской Регистр Судоходства. – СПб.: РМРС, 2014. – 350 с.
- 2 Беленький, Л.М. Расчет судовых конструкций в пластической стадии / Л.М. Беленький. – Л.: Судостроение, 1983. – 448 с.
- 3 Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус / Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2018.– 209 с.
- 4 Бураковский, П.Е. Экспериментальное исследование явления приспособляемости пластин при многократном нагружении / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2013.– Вып. 75(359). – С. 15–21.
- 5 Бураковский, П.Е. Практическая реализация графоаналитической системы контроля эксплуатационной прочности промысловых судов при коррозии корпуса, швартовых операциях и восприятии многократных нагрузок на основе современной теории катастроф / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Морские интеллектуальные технологии.– 2014.– №4(26), т. 2.– С. 24–31.
- 6 Бураковский, П.Е. К вопросу о прогнозировании стрелок прогиба пластин при восприятии случайных нагрузок / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2015.– Вып. 89.2. – С. 145–150.
- 7 Бураковский, П.Е. Обеспечение прочности корпусных конструкций судов в процессе эксплуатации: монография / П.Е. Бураковский. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015. – 298 с.
- 8 Бураковский, Е.П. Эксплуатационная прочность судов: учеб. / Е.П. Бураковский, Ю.И. Нечаев, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич. – СПб.: Лань, 2017. – 404 с.
- 9 Бураковский, Е.П. Нелинейные задачи упруго-пластического деформирования судовых корпусных конструкций: монография / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский. – Калининград: филиал ВУНЦ ВМФ «ВМА» в г. Калининграде, 2019. – 440 с.
- 10 Архангородский, А.Г. Прочность и ремонт корпусов промысловых судов / А.Г. Архангородский, Б.Я. Розендент, Л.Н. Семенов. – Л.: Судостроение, 1982. –272 с.

RESEARCH OF THE EFFECT OF OPERATIONAL FACTORS ON ACCUMULATION OF SAGS OF PLATES OF SHIP'S HULLS

¹Burakovskiy Evgeny Petrovich, Doctor of Technical Sciences, professor

²Burakovskiy Pavel Evgenievich, Ph. D., assistant professor

¹Mysnik Artem Vladimirovich, postgraduate student

¹Prokhnich Tamara Yakovlevna, assistant professor

¹Kaliningrad state technical university,

Kaliningrad, Russia, e-mail: e_burakovsky@mail.ru

²Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",

Kaliningrad, Russia, e-mail: paul_b@mail.ru

The article is devoted to the study of the influence of such operational factors as the intensity of the flow of external loads and corrosive wear on the accumulation of deflections of ship plates. The study was conducted using the authors developed the algorithm for predicting arrow plates deflection. The influence of changes in the thickness of the plates of the hull of the ship hull and the nature of external loads on the resulting deflection is shown.

АНАЛИЗ ПРИМЕНЯЕМОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ОБЪЕКТОВ МОРСКОЙ ТЕХНИКИ К АДДИТИВНОМУ ПРОИЗВОДСТВУ И ИХ ДАЛЬНЕЙШИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ. ЧАСТЬ 2

Дектярев Александр Владимирович, аспирант
Гришин Павел Романович, аспирант
Морозов Владимир Николаевич, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
АО «ПСЗ “Янтарь”»
Калининград, Россия, e-mail:nwasanches@mail.ru, pchel2000@gmail.com,
mvm3613@gmail.com

Статья является продолжением и обобщением цикла работ по оценке применяемости объектов морской техники к аддитивному производству. Цель – исследование особенности изготовления продукции судового машиностроения трех видов методами 3D-печати в производственном цикле судостроительного предприятия. Новизна работы заключается в анализе номенклатуры изделий, попадающих под аддитивное изготовление, в частности, по FDM-технологии, что может ускорить внедрение 3D-печати в судопроизводство. Выводы по технико-экономическому анализу – 3D-печать является эффективной заменой традиционным методам ремонта или изготовления изделий

Введение

Данная работа является продолжением доклада на VI Международном Балтийском форуме [1] об анализе применяемости элементов объектов морской техники к аддитивному изготовлению. В прошлой статье было осуществлено аналитическое представление о том, что можно изготавливать методами 3D-печати в настоящее время, в недалеком будущем и в перспективных планах.

В представленной статье, отражаются конструктивно-технологические особенности изготовления продукции судового машиностроения трех видов, которые были впоследствии установлены на корабле взамен сломавшихся изделий. Научно-исследовательская проработка и опытно-конструкторские работы по печати и установке данных образцов были проведены в течении одного года, с момента публикации первой части статьи об изделиях, подходящих под аддитивное изготовление [1]. Тут рассматривается технология FDM-печати, как одна из наиболее дешевых и простых технологий аддитивного производства, не требующая крупных финансовых вложений практически для любого предприятия.

В качестве примеров объектов судового машиностроения выступают: колпачок защитный для системы судовой пожарной автоматики «Барк-М», крыльчатка для мотора охлаждения двигателя системы судовой вентиляции, серия тумблеров выключателей судовых типа «Т5-М».

Основные характеристики печатаемых изделий

1.1 Защитный колпачок

Полный технологический цикл ремонта системы судовой пожарной автоматики методами 3D-печати отражен в [2].

Рассматривается пример изделия системы судовой пожарной автоматики – извещатель пожарный комбинированный ИП 212/101 «Барк-М» (рисунок 1).

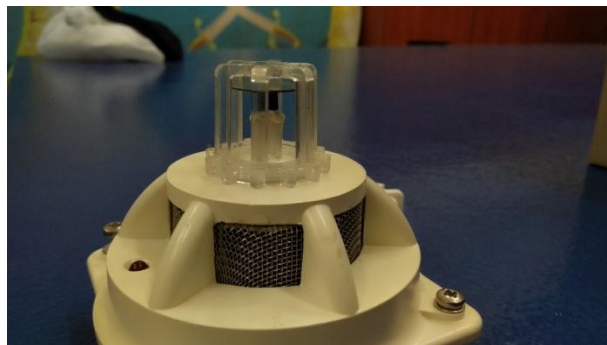


Рис. 1 Извещатель пожарный комбинированный «Барк-М» с защитным колпачком

При установке подобных приборов возникают трудности с монтажом мелких деталей в виду их хрупкости. В данном случае, одна из наиболее частых проблем – установка защитного колпачка под температурный датчик. Сами колпачки не поставляются отдельно и идут только в комплекте с прибором, что, при поломке означает полный демонтаж и замену. По статистике, на одну систему пожарной автоматики приходится по 5-6 поломок колпачков. Стоимость извещателя «Барк-М» составляет, по среднерыночной цене, около 4 тыс. руб.

1.2 Крыльчатка

Крыльчатка состоит из защитного кожуха, ступицы и лопаток (рисунок 2). Изготовление крыльчаток, как сложнопрофильных изделий, происходит методами литья по выплавляемым моделям, что часто дает изготавливаемым деталям геометрические погрешности, поры, раковины. Также, большая шероховатость каналов ($Ra = 20-6,3$ мкм) требует дополнительной постобработки [3].



Рис. 2 Демонтированная крыльчатка

В данном случае, точно сказать из-за чего произошла поломка изделия, довольно сложно: крыльчатки испытывают циклические нагрузки различного вида, имеют шероховатости и микроповреждения, что способствует разрушениям в зонах повышенных напряжений [4]. Также, стоит отметить концентрирование напряжений в зоне стыка ступицы и лопаток в районе передних и задних кромок [5]. Кроме того, к разрушающим факторам можно отнести пульсации аэродинамических сил, вибрационные силы вследствие несбалансированности крыльчатки на весу, собственные частоты колебаний, усталостные напряжения, длительную работу при повышенных температурах, неправильные условия хранения [6] и т.д.

1.3 Тумблер

Выключатель судовой марки «Т5-М» (рисунок 3) используется на судах речного и морского флота при работах, связанных с подключением или отключением цепей постоянного и переменного тока напряжением до 220 В и максимальным током до 16 А. На судах, устройство предназначено для управления электроустановками судового типа.



Рис. 3 Выключатель судовой «Т5-М»

Одной из частых поломок данных выключателей является выход из строя рукояти тумблера. Рукоять, по аналогии с защитным колпачком прибора «Барк-М», не поставляется отдельно. Стоимость выключателя, по среднерыночной расценке, составляет около 1.3 тыс. руб.

Конструктивно-технологическая проработка параметров 3D-печати

2.1 Вопросы сертификации

У аддитивных технологий в РФ существует проблема сертификации – особенности 3D-печати не позволяют провести сертификацию аддитивного производства.

Поэтому, перед печатью любого изделия, необходимо просматривать, подлежит ли оно обязательной сертификации. Для трех образцов, на основании [7-10], сертификация не требуется.

2.2 Защитный колпачок

Было напечатано 2 защитных колпачка – из SBS- и PLA-пластиков (рисунок 4). Технология печати, согласно [11], заключалась:

- для SBS-пластика – печать происходила при температуре 235°C, температура стола – 60°C, в качестве адгезива применялся клей от «The 3D».

- для PLA-пластика – печать происходила при температуре 202°C, температура стола при первом слое составляла 65°C, при последующих – 55°C.



Рис. 4 Защитные колпачки из SBS-пластика (слева) и PLA-пластика (справа)

2.3 Крыльчатка

Печать осуществлялась из PETG-пластика: температура печати составляла 230°C, температура стола – 70°C, адгезив – клей от «The 3D» [11].

Конструкция крыльчатки накладывала некоторые трудности при ее 3D-печати: защитный кожух имеет прутки по краям и основная плоскость крыльчатки, из-за этого, не может опираться на рабочую платформу принтера при печати. Ввиду этого, были разработаны 4 варианта печати изделия:

- раздельная печать ступицы с лопатками и защитного кожуха с последующей склейкой.
- в качестве базовой плоскости принять кожух крыльчатки, но ввести поддерживающие конструкции (рисунок 5, слева).

- в качестве базовой плоскости принять лопатки, но также ввести поддерживающие конструкции (рисунок 5, по центру).

- увеличить толщину кожуха до толщины прутка, делая конструкцию единой толщины и принять за базовую плоскость утолщенный кожух.

В итоге был выбран четвертый вариант печати с утолщением защитного кожуха (по согласованию с Заказчиком), напечатанный образец которого показана на рисунке 5 (справа).



Рис. 5 Второй вариант изготовления крыльчатки (слева), третий вариант (по центру) и напечатанный образец по четвертому варианту (справа)

2.4 Тумблер

Печать осуществлялась из PLA-пластика по вышеописанной технологии. Необходимо было напечатать 50 тумблеров двух видов. Ввиду этого, на платформе располагалось по 10 тумблеров за один цикл печати (рисунок 6).



Рис. 6 Процесс печати с расположением изделий на платформе (слева), первый вариант образцов (по центру) и второй вариант образцов (справа)

Обоснование эффективности 3D-печати изделий

3.1 Защитный колпачок

Печать одного образца с 50%-ым заполнением структуры материала заняла около 40-ка минут и 10 грамм материала (2,5 метра филамента), при 100%-ом – около 1-го часа и 15 грамм материала (около 4 метров филамента).

Материальная себестоимость образцов составила:

- SBS-пластик, 50% - около 15 руб.
- SBS-пластик, 100% - около 23 руб.
- PLA-пластик, 50% - около 20 руб.
- PLA-пластик, 100% - около 32 руб.

С учетом затрат на работу принтера (амортизационные расходы, электроэнергия и т.д.) конечная стоимость изделий составила соответственно: 80 руб., 123 руб., 85 руб., 132 руб.

В среднем, эффективность печати составила 3,9 тыс. руб.

3.2 Крыльчатка

Первый вариант изготовления крыльчатки потребует 3,5 часа и 60 грамм материала, не учитывая время на склеивание частей. Второй – 3,8 часа и 70 г филамента, не считая время на уда-

ление поддерживающих конструкций. Третий – 6,0 часов работы и 100 грамм пластика, также, не учитывая время на постобработку. Для выбранного варианта необходимо потратить 4,0 часа печати и 80 грамм пластиковой нити.

Стоимость четырех вариантов с учетом расходов на работу самого принтера, составила 446 руб., 492 руб., 760 руб. и 528 руб. соответственно.

Среднерыночная стоимость подобных моделей крыльчаток составляет около 1 тыс. руб., что дает эффективность печати в 470 руб.

3.3 Тумблер

На печать одного тумблера требовалось, в среднем, 7-10 грамм филамента. Стоимость печати всей партии 50-ти образцов, с учетом стоимости работы принтера, составила около 5 тыс. руб. В данном случае, эффективность печати составляет 60 тыс. руб.

Заключение

За последние годы, все больше предприятий по всему миру, в том числе, и судостроительных, запускают на свои производственные мощности участки 3D-печати. Крупные компании могут позволить себе вложить финансовые средства на 3D-принтеры по металлу или для производства песчаных форм для литья, стоимость которых превышает 5 млн. руб. за единицу. Для предприятий малого и среднего звена покупка дорогостоящих 3D-принтеров не всегда целесообразна. Поэтому, подобные фирмы, в большинстве своем, ограничиваются моделями принтеров, работающими с FDM-технологиями. Стоимость таких моделей составляет от 15 тыс. руб. за единицу.

В данной статье по технологии FDM-печати на низкобюджетном принтере была напечатана продукция судового машиностроения: защитный колпачок системы судовой пожарной автоматики, крыльчатки для мотора охлаждения двигателя и тумблер выключателя судового.

Учитывая стоимость таких принтеров, только печать тумблеров уже полностью окупает приобретение подобного аддитивного оборудования.

Представленная работа может помочь судостроительным предприятиям в анализе номенклатуры изделий, подходящих под аддитивное изготовление, при создании участка 3D-печати на своем производстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Дектярев А.В., Морозов В.Н. Анализ применимости элементов объектов морской техники к аддитивному производству и их дальнейшие перспективы развития // Материалы VI Международного Балтийского морского форума. Т.2. – Калининград: Издательство БГАРФ, 2018. с.117-126.

2 Дектярев А.В., Гришин П.Р., Пчелинцев А.В., Морозов В.Н. Опыт применения 3D-печати в судовом машиностроении на примере ремонта системы судовой пожарной автоматики // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, 2019. - №54/55. с. 87-95.

3 Теряев Н.С., Сысоева Л.П., Сысоев А.С. Повышение качества поверхности лопаток в крыльчатках ТНА // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. Том 1. 2016. с. 39-41.

4 Морозова Л.В., Григоренко В.Б. Исследование причин разрушения крыльчатки и колеса вентилятора из сплава АК4-1 // Труды ВИАМ. №6 (66). 2018. с.119-127.

5 Куркин Е.И., Лукьянов О.Е., Хоробрых М.А. Модернизация крыльчатки вентилятора с целью повышения его эффективности // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т.17, №2. 2015. с. 204-210.

6 Ушаков К.А., Брусиловский И.В., Бушель А.Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций. – М. Госгортехиздат, 1960. -424 с.

7 Постановление Правительства РФ от 01.12.2009 №982 (ред. от 21.02.2018) «Об утверждении единого перечня продукции, подлежащей обязательной сертификации, и единого перечня продукции, подтверждение соответствия которой осуществляется в форме принятия декларации о соответствии» (с изм. и доп., вступ. в силу с 27.12.2018). 2291 «Изделия из термопластов» (исключен – Постановление Правительства РФ от 04.05.2012 №435).

8 Постановление Правительства РФ от 01.12.2009 №982 (ред. от 21.02.2018) «Об утверждении единого перечня продукции, подлежащей обязательной сертификации, и единого перечня продукции, подтверждение соответствия которой осуществляется в форме принятия декларации о соответствии» (с изм. и доп., вступ. в силу с 27.12.2018). 4371 «Приборы и аппаратура для систем автоматического пожаротушения и пожарной сигнализации» (исключен – Постановление Правительства РФ от 04.03.2013 №182).

9 Постановление Правительства РФ от 01.12.2009 №982 (ред. от 21.02.2018) «Об утверждении единого перечня продукции, подлежащей обязательной сертификации, и единого перечня продукции, подтверждение соответствия которой осуществляется в форме принятия декларации о соответствии» (с изм. и доп., вступ. в силу с 27.12.2018). 4861 «Вентиляторы общего назначения» (исключен – Постановление Правительства РФ от 20.10.2010 №848).

10 Постановление Правительства РФ от 01.12.2009 №982 (ред. от 21.02.2018) «Об утверждении единого перечня продукции, подлежащей обязательной сертификации, и единого перечня продукции, подтверждение соответствия которой осуществляется в форме принятия декларации о соответствии» (с изм. и доп., вступ. в силу с 27.12.2018). 3434 «Комплексные устройства для распределения электрической энергии общего применения» (исключен – Постановление Правительства РФ от 04.03.2013 №182).

11. Гришин П.Р., Дектярев А.В., Морозов В.Н., Романюта Д.А. Исследование физико-механических характеристик элементов судовых корпусных конструкций на примере судовых пластин в условиях аддитивного промышленного производства // Автоматизация в промышленности, 2019. - №7. с. 16-18.

ANALYSIS OF APPLICABILITY OF ELEMENTS OF OBJECTS OF MARINE EQUIPMENT TO ADDITIVE PRODUCTION AND THEIR FURTHER DEVELOPMENT PROSPECTS. PART 2

Dektyarev Alexander Vladimirovich, PhD Student of the Department of shipbuilding
Grishin Pavel Romanovich, PhD Student of the Department of shipbuilding
Morozov Vladimir Nikolaevich, Ph.D., Associate Professor of the Department of Shipbuilding, Academician of the Russian Academy of Natural Sciences

Kaliningrad State Technical University,
"Yantar" Baltic Shipbuilding Plant,
Kaliningrad, Russia, e-mail: nwasanches@mail.ru
Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: pchel2000@gmail.com
Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: mvn3613@gmail.com

The article is a continuation and generalization of the cycle of work on assessing the applicability of marine engineering to additive manufacturing. The goal is to study the features of the manufacture of three types of marine engineering products using 3D printing methods in the production cycle of a shipbuilding enterprise. The novelty of the work lies in the analysis of the range of products that fall under additive manufacturing, in particular, using FDM technology, which can accelerate the introduction of 3D printing in court proceedings. Conclusions - according to the feasibility study, 3D printing is an effective substitute for traditional methods of repair or manufacturing of products.

ТРЕХМЕРНЫЕ НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПОЛЯ СКОРОСТИ ТЕЧЕНИЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НА ЭЛЕМЕНТЫ МАНИПУЛЯТОРЫ ПОДВОДНОГО РОБОТА ПОСТОЯННЫХ И ВОЛНОВЫХ ТЕЧЕНИЙ

Душко Вероника Ростиславовна, канд. техн. наук, доцент,
Крамарь Вадим Александрович, д-р техн. наук, профессор
Осадченко Александр Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
г. Севастополь, Россия, e-mail: v.r.dushko@mail.ru,
kramarv@mail.ru, aeosadchenko@rambler.ru

В работе рассматривается подход к анализу воздействий течений на манипуляторы подводного антропоморфного робота. Представляя манипуляторы в виде цилиндров большого и малого удлинений, предлагается при воздействии на них постоянных и волновых течений выполнять анализ на основе полного расчета трехмерных нестационарных полей скорости течения

Введение

При анализе воздействий течений на океанотехнические объекты, в качестве которых, в настоящей работе рассматриваются манипуляторы подводного антропоморфного робота, моделируемые в виде цилиндрических балок, обычно использовались полуэмпирические соотношения. Они могут давать значительную неопределенность результатов вследствие большого разброса коэффициентов гидродинамических и инерционных сил, их значительной зависимости от направления потока и конфигурации обтекаемого объекта. Ситуация осложняется также и тем, что практически невозможно обеспечить выполнение основных критериев подобия при проведении лабораторных исследований физических моделей таких объектов в опытовых бассейнах. В связи с этим, в настоящей статье рассматривается другой подход к решению этой проблемы, а именно полный расчет трехмерных нестационарных полей скорости течения при воздействии на элементы конструкций подводного антропоморфного робота постоянных и волновых течений.

Известно большое число работ, посвященных экспериментальным, теоретическим и численным методам исследования структуры течения вязкой жидкости при обтекании различных препятствий [1-4]. Тем не менее, эту проблему нельзя отнести к числу решенных, так как при турбулентном режиме течения ($Re \gg 10^3$) решение основных гидродинамических уравнений становится неустойчивым даже при относительно мелкой расчетной сетке и маленьком временном шаге. Для решения нестационарных задач, связанных с взаимодействием различных течений с обтекаемыми объектами, используют осреднение уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу. В наиболее простом случае используется гипотеза Буссинеска, в соответствии с которой этот тензор выражается через градиенты осредненных составляющих скорости течения и постоянную величину – коэффициент турбулентной вязкости ν_t . Это позволяет формально заменить коэффициент кинематической вязкости некоторой постоянной величиной ν_t , которая, по существу, является неоднозначной и, как правило, выбирается из условия получения устойчивого решения при заданных граничных условиях, расчетной сетке и временном шаге.

В настоящей статье мы рассмотрим возможности расчета трехмерного нестационарного поля скорости течения при обтекании цилиндров большого и малого удлинений постоянным, однородным потоком; а также сопоставление результатов такого численного моделирования с данными известных экспериментальных исследований подобных течений.

Численная модель расчета пространственных полей скорости и давления

Для расчета пространственного поля скорости течения $u_i, i = 1, 2, 3$ несжимаемой жидкости при обтекании препятствия в виде твердого тела используется следующая система уравнений:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = S_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\rho E + p)u_j + q_j - \tau_{ij}u_i] = S_j u_j + Q_H, \quad (3)$$

где S_i - распределенные внешние силы, отнесенные к единице массы, E - общая энергия течения, отнесенная к единице массы, Q_H - поток тепла на единицу объема, q_j - диффузионный поток тепла, τ_{ij} - тензор вязких сдвиговых напряжений, определяемый формулой

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4)$$

где $\mu = \mu_l + \mu_t$, δ_{ij} - дельта функция Кронекера, μ_l - коэффициент динамической вязкости, μ_t - коэффициент турбулентной вязкости, k - кинетическая энергия турбулентности. Нижние индексы в приведенных соотношениях соответствуют осям пространственной декартовой системы координат ox, oy, oz .

При расчетах используются также следующие соотношения $k - \varepsilon$ модели турбулентности:

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (5)$$

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.025 R_y)]^2 \left(1 + \frac{20.5}{R_T} \right), \quad (6)$$

$$R_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu_l}, \quad R_T = \frac{\rho k^2}{\mu_l \varepsilon}, \quad (7)$$

где y - расстояние от твердой поверхности; $C_\mu = 0.09$. Функция f_μ позволяет учесть переход от ламинарного движения в турбулентное. k и ε определяются в результате решения следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + S_k \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + S_\varepsilon \end{cases}, \quad (8)$$

где

$$S_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B, \quad (9)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}, \quad (10)$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \cdot \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (11)$$

где g_i - составляющая гравитации по оси x_i , $\sigma_B = 0.9$; $C_B = 1$ при $P_B > 0$ и $C_B = 1$ при $P_B \leq 0$; $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $f_1 = 1 + (0.05 f_\mu^{-1})^3$, $\sigma_k = 1$, $f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)$

Диффузионный тепловой поток описывается следующим уравнением:

$$q_i = - \left(\frac{\mu_l}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) C_p \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (12)$$

где C_p – удельная теплоемкость воды при постоянном давлении; Pr – число Прандтля, T – температура жидкости, $\sigma_c = 0.9$.

Граничные условия для решения указанной нестационарной задачи обтекания цилиндра однородным потоком записываются следующим образом:

1 Определяется расчетная область, размеры которой по осям $ox(L_{ox})$, $oy(L_{oy})$, $oz(L_{oz})$, в 10...15 раз превышают размеры обтекаемого цилиндра и базовая система прямоугольных декартовых координат (x, y, z) . Направление оси x совпадает с направлением вектора скорости, ось y направлена вдоль радиуса цилиндра и ось z вдоль его оси (см. рис. 1).

2 Определяется геометрия обтекаемого цилиндра – координаты его поверхности в базовой системе координат. На твердой поверхности обтекаемого объекта задается условие прилипания.

3 На граничных плоскостях $AA'CC'$, $ABCD$, $A'B'C'D'$ задается постоянная скорость течения $u_1 = U_0$ (вдоль оси ox).

4 На границе вытекающего потока (плоскость $BB'DD'$) задается радиационное условие Зоммерфельда для нормальных составляющих скорости.

Для решения задачи также задаются начальные условия. В рассматриваемом случае в начальный момент времени задается однородный поток с постоянной скоростью U_0 , направленный по оси ox . Кроме этого, необходимо задавать начальные значения интенсивности турбулентности I_t и путь перемешивания l .

Базовая расчетная сетка задается в виде равномерно распределенных прямоугольных ячеек, количество которых определяется размерами расчетной области и обтекаемого объекта и составляет в начальный момент расчета 15000. В процессе расчета выполняется анализ градиентов физических параметров в соседних ячейках и, если эти градиенты больше заданной величины, эти базовые ячейки дробятся на ячейки меньших размеров.

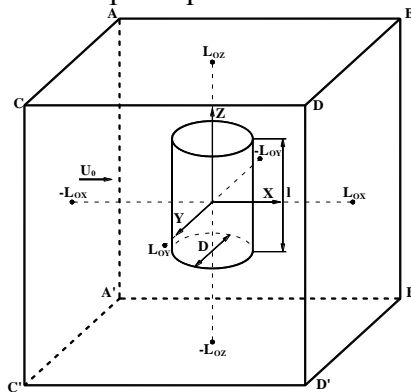


Рис. 1 Схема обтекания цилиндра

При каждом дроблении базовая ячейка делится на 8 частей, предусматривается до 7 таких дроблений. Выполняется также процедура совмещения ячеек, если градиенты становятся меньше определенных величин.

Расчетная сетка является адаптивной и изменяется в процессе расчета таким образом, что в зонах наибольших перепадов физических параметров ячейки имеют минимальные размеры. Численное решение задачи выполняется методом конечных объемов, при котором дискретные решения определяются как среднее значение по объему ячейки и эти значения приписываются ее центру. Параметризация тензора вязких сдвиговых напряжений, τ_{ik} выполняется на каждом дискретном шаге расчета и в каждой ячейке расчетной сетки при совместном решении уравнений (1 – 4) и (9 – 11).

В качестве конкретной задачи рассмотрен расчет полей скорости и давления при обтекании стационарным, однородным потоком со скоростью U_0 цилиндра диаметром D и длиной l_D .

Вначале выполнен анализ случая, когда $\frac{lD}{D} = \lambda_D > 10$, т.е., цилиндр большого удлинения, обтекание которого можно рассматривать в плоском приближении. Так как задача рассматривается при $Re = \left(\frac{U_0 D}{\nu}\right) \geq 10^3$, течение вблизи поверхности цилиндра является турбулентным и для задания начальных условий необходимы оценки параметров турбулентности, а именно интенсивность I_t и путь перемешивания l . Так как диаметр цилиндра значительно больше толщины пограничного слоя δ , представляется возможным использовать уравнение пограничного слоя в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_t \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \end{cases}, \quad (13)$$

где x, y – координаты вдоль обтекаемой поверхности и нормально к ней, u, v – скорости вдоль этих координат, ρ – плотность, ν_t – коэффициент турбулентной вязкости.

Вводятся размерные масштабы $D, \delta, U_0, V_0, T, L, P$ и безразмерные переменные $x^*, y^*, u^*, v^*, t^*, p^*$. Причем $x = Lx^*$, где L – расстояние, на котором формируется пограничный слой толщиной δ , $y = \delta y^*$, $u^* = U_0 u^*$, $t = T t^*$, причем масштаб времени определяется из условия $\frac{U_0 T}{L} = \frac{U_0 T}{D} \approx 1$, $p^* = P p^*$; $v = -\left(\frac{U_0 \delta}{L}\right) v^*$, где масштаб нормальной скорости определяется из уравнения неразрывности. Масштабная оценка коэффициента турбулентной вязкости будет иметь вид:

$$\nu_t = 1.5(\delta/L)^2 D U_0. \quad (14)$$

Используя также эмпирическое соотношение $\frac{\delta}{L} = 0.344(\lg Re)^{-1.62}$ [5], находим:

$$\nu_t = 0.1775 D U_0 (\lg Re)^{-3.24}. \quad (15)$$

Далее, из соотношений $k - \varepsilon$ модели следует:

- кинетическая энергия турбулентности:

$$k = \left(\frac{\nu_t}{l}\right) = \frac{0.266 U_0^2}{\kappa^2 (\lg Re)^{3.24}}, \quad (16)$$

где путь перемешивания $l = \kappa \delta$, $\kappa = 0.41$ – постоянная Кармана.

- скорость диссипации турбулентной энергии в единице объема:

$$\varepsilon = \frac{C_\mu k^{1.5}}{l} = \frac{0.398 C_\mu U_0^3}{\kappa^4 D (\lg Re)^{3.24}}, \quad (17)$$

где $C_\mu = 0.09$.

- минимальный размер турбулентных вихрей:

$$\lambda_t = \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{0.25}, \quad (18)$$

где $\nu = 1.4 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ – кинематическая вязкость.

- стандартное отклонение турбулентных пульсаций скорости σ_u и интенсивность турбулентности I_t равны соответственно:

$$\sigma_u = \nu / \lambda_t, \quad I_t = \sigma_u / U_0 \quad (19)$$

Численное моделирование эволюции полей скорости течения и давления при обтекании цилиндра целесообразно рассматривать в функции безразмерного времени, $t_* = \frac{tU_0}{D} = t/T_w/St(Re)$ где St - число Струхала, T_w - период формирования вихрей в следе за цилиндром. Это позволяет сопоставить различные характерные стадии формирования поля скорости с данными экспериментальных исследований подобных течений.

В поле давления формируются две области пониженного давления в зоне увеличения скорости на боковых поверхностях и увеличения давления в лобовой и в тыловой частях цилиндра.

На следующей стадии формирования следа при $Re = 10^4$, $t_* = 2.5$, отрыв потока от поверхности цилиндра происходит на его верхней кромке, в тыловой части формируются два симметричных вихря, формируются небольшие вторичные вихри возле точек отрыва.

Следующий этап формирования следа при обтекании цилиндра показан на рисунке 2, при $Re = 10^5$, $t_* = 3.08$.

При этих условиях развивается неустойчивость поверхности раздела между вихрями в тыловой части цилиндра и начинает формироваться дорожка вихрей с осями, параллельными оси цилиндра (дорожка вихрей Кармана).

Примеры полей скорости течения и отклонений давления при установившемся режиме вихревого следа за цилиндром ($Re = 10^6$, $t_* = 4.2$) показаны на рисунке 3. В этом режиме нарушается начальная симметрия в следе и происходит формирование последовательности вихрей в потоке.

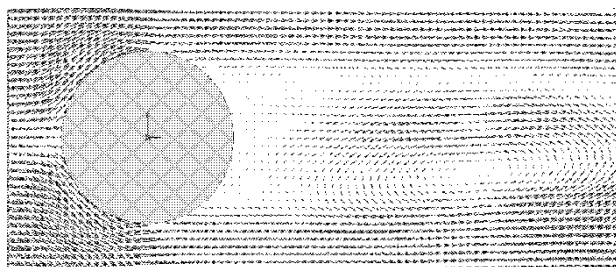


Рис. 2 Поле скорости течения при $Re = 10^5$, $t_* = 3.08$

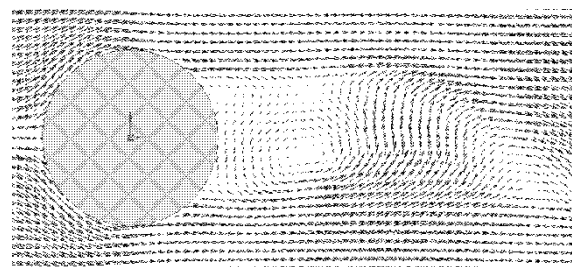


Рис. 3 Поле скорости течения при $Re = 10^6$, $t_* = 4.2$

Наряду с моделированием нестационарного обтекания цилиндра большого удлинения (двухмерная задача), были выполнены расчеты трехмерного обтекания цилиндра малого удлинения $\lambda_D = \frac{l_D}{D} = 1$. Результаты моделирования приведены на рис. 4 и рис. 5.

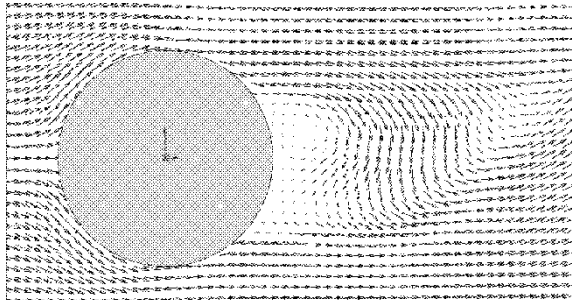


Рис. 4 Поле скорости течения при $Re = 10^7$, $t_* = 28$

Расчеты выполнялись для чисел Рейнольдса от $Re = 10^3$ до $Re = 10^7$. Особенности обтекания цилиндров малого удлинения потоком, нормальным к их оси, обусловлены наличием плос-

ких торцов, допускающих перетекание жидкости в направлении образующих цилиндров. С уменьшением длины у цилиндров такого типа существенно увеличивается влияние течения по торцам на общий характер обтекания цилиндра

Результаты численного моделирования обтекания цилиндров малого удлинения целесообразно рассматривать в функции безразмерного времени $t_* = 0.2tU_0/(C_{x\lambda}D)$, которое определяется периодом срыва вихрей с поверхности цилиндра. Эта величина в свою очередь отвечает условию $C_{x\lambda} \cdot St \approx 0.2$ при $0.4 \leq C_{x\lambda} \leq 1.6$.

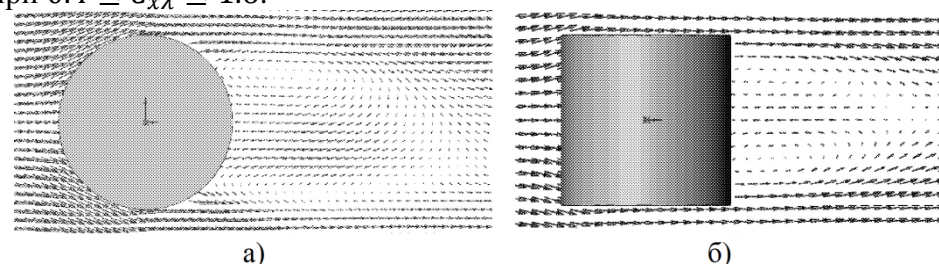


Рис. 5 Обтекание цилиндра малого удлинения при $Re = 10^6$, $t = 2c$: а, б – поле скорости течения; вид сверху и сбоку

При $Re = 10^3$ течение вокруг цилиндра в начальной стадии его формирования $t_* < 1$ является близким к потенциальному, как и при обтекании цилиндра большого удлинения. Вихри на торцах и в следе за цилиндром отсутствуют. В поле давления формируются две области пониженного давления: в зоне увеличения скорости на боковых поверхностях и увеличения давления в лобовой и в тыловой частях цилиндра. На торцах также формируются локальные области пониженного давления вблизи передней кромки, где происходит увеличение скорости. При $Re = 10^4$ характер обтекания цилиндра несколько изменяется: на плоских торцах и в следе за цилиндром начинают формироваться зоны отрыва потока.

Выводы

Подход, предложенный для расчета нестационарных трехмерных полей течения при обтекании цилиндра большого удлинения, обеспечивает воспроизведение основных особенностей процесса формирования вихревого следа за цилиндром. При моделировании трехмерного обтекания цилиндра малого удлинения было получено образование по торцам концевых вихрей и формирование за цилиндрами замкнутых, вытянутые по размаху вихрей.

Оценка параметров турбулентности при задании начальных условий, обоснование которой выполнено, обеспечивает расчеты нестационарных трехмерных полей скорости и давления при обтекании объектов цилиндрической формы.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и города Севастополь в рамках научного проекта № 18-48-920022

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Кушнир, В. М. Воздействие морской среды на системы освоения шельфа: монография / В. М. Кушнир, В. Р. Душко, С. В. Федоров: Изд-во СевНТУ. – 2009. – 303 с.
- 2 Белов И.А., Исаев С.А., Коробков В.А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости. – М.: Судостроение, 1989. – 256 с.
- 3 Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа. – М.: Мир. 1986. – 184 с.
- 4 Роуч П. Вычислительная гидромеханика. – М.: Мир. 1980. – 616 с.
- 5 Девнин С. И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций. Справочник/ С. И. Девнин. – Л.: Судостроение, 1983. - 320с.

THREE-DIMENSIONAL NON-STATIONARY FIELD OF SPEED OF A FLOW DURING INFLUENCE ON THE MANIPULATORS OF THE UNDERWATER ROBOT OF CONSTANT AND WAVE FLOWS

Dushko Veronika Rostislavovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Deputy Director of the Institute NTI

Kramar Vadim Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor

Osadchenko Alexander Evgenievich, Candidate of Technical Sciences, Associate

Sevastopol State University,

Sevastopol, Russia, e-mail: v.r.dushko@mail.ru, kramarv@mail.ru, aeosadchenko@rambler.ru

The paper considers an approach to the analysis of the effects of currents on the manipulators of an underwater anthropomorphic robot. Representing manipulators in the form of cylinders of large and small elongations, it is proposed that when exposed to constant and wave flows, an analysis be performed based on a complete calculation of three-dimensional unsteady flow velocity fields.

УДК 621.9.047/048

ВОДОРОДНО-КИСЛОРОДНОЕ ПЛАМЯ КАК ИСТОЧНИК НАГРЕВА ПРИ ПАЙКЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Загацкий Владимир Рувимович, канд. техн. наук, доцент

Лещинский Марк Борисович, канд. техн. наук, доцент

Лещинская Галина Иосифовна, канд. техн. наук, доцент

Никулин Тимофей Русланович, ведущий инженер

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

Калининград, Россия, e-mail: zagazc@mail.ru, mark.leschinsky@klgtu.ru,

galina.leshchinskaya@klgtu.ru, timofey.nikulin@klgtu.ru

Авторами проведены испытания по применению водородно-кислородного пламени, генерируемого мобильными электролизно-водными генераторами, в качестве источника нагрева алюминия при проведении пайки, используя алюминиевые припои различных марок. Паянные образцы были испытаны на разрывной машине. Также был получен состав испытанных материалов при помощи спектрометра Аргон-5СФ. Результаты проанализированы, сделаны выводы

Нами многократно проверено то, что пайка малоуглеродистых и низколегированных сталей водородно-кислородным пламенем не вызывает особых трудностей. А так же то, что при пайке высокоуглеродистых сталей требуется более тщательная подготовка соединяемых поверхностей.

Обычно высокотемпературная пайка углеродистых и низколегированных сталей водородно-кислородным пламенем выполняется медно-цинковым и серебрясодержащими припоями.

При пайке таких сталей в качестве флюса применяют буру или смесь буры и борной кислоты. Окисная пленка, имеющаяся и образующаяся на поверхности углеродистых и низколегированных сталей, химически нестойкая. Она легко растворяется всеми флюсами, рекомендуемыми для пайки сталей.

Соединения паяные припоями содержащими медь, более прочные, чем медь в исходном состоянии. По данным С. Н. Лоцманова, предел прочности при растяжении паяных соединений из СтЗ составляет 350 мН/м^2 , а предел прочности литой меди $190\text{—}200 \text{ мН/м}^2$ [1]. Повышение прочности паяных швов, выполненных медью, обусловлено растворением железа в жидкой меди в процессе пайки. Необходимо учитывать, что медь и некоторые медные припой склонны к проникновению по границам зерен железа в низкоуглеродистых и конструкционных сталях.

Низколегированные стали паяются труднее, если они содержат алюминий или хром в качестве легирующих элементов, которые образуют на поверхности химически устойчивые окислы. В этом случае применяют более активные флюсы. Магнитные стали, содержащие алюминий, перед пайкой предварительно обрабатывают в растворе NaOH для удаления плотной пленки окислов алюминия.

Обычно перед пайкой соединяемые поверхности очищают от грязи, масла и собирают с соответствующим зазором, который определяют для каждого случая отдельно в зависимости от коэффициента расширения паяемых металлов.

После пайки изделия охлаждают на воздухе до комнатной температуры, затем промывают водой по полного удаления флюса.

Латунь хорошо паяется также низкотемпературными свинцово-оловянистыми припоями с флюсами на кислой основе.

Паяные конструкции из алюминия и его сплавов находят широкое применение в электротехнической и ряде других отраслей промышленности.

Особенности пайки алюминиевых сплавов определяются такими факторами, как высокая стойкость окисной пленки и теплоемкость алюминия.

Алюминий на воздухе образует химически стойкий окисел Al_2O_3 , который находится на его поверхности в виде прочной пленки. Состав и структура окисной пленки на поверхности алюминиевых сплавов зависит от их состава. Например, на поверхности алюминий-магниевого сплава присутствует смесь окислов MgO и Al_2O_3 .

До настоящего времени для высокотемпературной пайки алюминиевых сплавов в качестве флюсов применялись смеси солей хлоридов щелочных и тяжелых металлов с добавками фторидов металлов (34А, П575А, П300, П250 и др.). Пайку алюминия с указанными флюсами производят припоями на основе алюминия типа силумин. Зазор при такой пайке должен быть не менее $0,1\text{—}0,25 \text{ мм}$.

В настоящее время появились новые технологические решения, позволяющие осуществлять пайку алюминия.

Для этих целей предлагается новый припой для пайки алюминия и его сплавов, а именно припой на основе цинка и алюминия с флюсовым сердечником. Остатки флюса не вызывают коррозию. Примерный состав: алюминий 2%, цинк 97%. Температура пайки 380°C . [2].

Припой предназначен для мягкой пайки кузовов, сосудов, профильных структур, рам мотоциклов, бытовых изделий, защитных кожухов, климатической и холодильной техники, теплообменников, испарителей, конденсаторов, трубопроводов, арматуры. Припой с флюсовым сердечником, поэтому при пайке, как правило, нет необходимости наносить дополнительный флюс. Припой предназначен для пайки с зазором.

Отличительной особенностью припоя является низкая текучесть в процессе пайки, поэтому он отлично подходит для решения ремонтных задач, заделки (запайки) достаточно крупных отверстий и трещин. Припой характеризуется низкой температурой плавления, что позволяет не перегреть алюминий в процессе пайки.

Припой применяется с соблюдением следующей технологии:

- Зачистка и обработка поверхности с помощью щетки из нержавеющей стали.
- При пайке отломанных элементов рекомендуется обточить их с помощью напильника.
- Предварительный равномерный нагрев детали с помощью горелки до температуры 200°C . Повторная зачистка поверхности щеткой, что сократит количество оксидной пленки на поверхности, образовавшейся в результате нагрева и контакта с воздухом.
- Дальнейший нагрев детали до температуры $380\text{--}400^\circ\text{C}$. Припой должен касаться поверхности детали, но не нагреваться пламенем горелки.

- После этого мазками наносится припой на поверхность изделия, происходит заполнение трещин, разломов, отверстий и т.д.
- Внешний вид после окончания работ будет улучшен за счет механической обработки поверхности.

Для изучения возможности практического применения для ремонтной практики этой технологии исследованы две марки припоев изготовленных предположительно в Юго-восточной Азии.

Так как состав этих конкретных припоев поставщиками не оговаривался были проведены соответствующие испытания с использованием эмиссионного спектрометра АРГОН-5СФ (Рис.1). Пример распечатки результата анализа после спектрометра показан на Рис.2.



Рис.1 Эмиссионный спектрометр АРГОН-5СФ

Элемент	Образец 1	AMr5Mn(A.128)	AMr6.n(A.123)	AB91
Al	91.4	-	-	91.0000 - 92.0000
Si	0.39	0.0000 - 0.3000	0.0000 - 0.2000	0.0000 - 3.0000
Cu	0.5	0.0000 - 0.3000	0.0000 - 0.1500	0.0000 - 3.0000
Mg	5.7	4.8000 - 6.3000	6.0000 - 7.0000	0.0000 - 3.0000
Fe	0.30	0.0000 - 0.2500	0.0000 - 0.2000	-
Mn	0.12	0.4000 - 1.0000	0.0000 - 0.1000	-
Zn	0.08	0.0000 - 0.1000	0.0000 - 0.1000	0.0000 - 0.8000
Ti	0.038	0.0500 - 0.1500	0.0500 - 0.1500	-
Pb	0.01	-	-	0.0000 - 0.3000
Sn	0.0000	-	-	0.0000 - 0.2000
Ni	0.09	-	-	-
Cr	0.03	-	-	-
Ca	0.027	-	-	-
Be	0.05	-	0.0200 - 0.1000	-
Zr	0.3	0.0000 - 0.1000	0.0500 - 0.2000	-
B	0.03	-	-	-
As	0.04	-	-	-
Co	0.07	-	-	-
V	0.002	-	-	-
Ga	0.0013	-	-	-
Cd	0.01	-	-	-
Bi	0.9	-	-	-
Sb	0.07	-	-	-
Sr	0.00010	-	-	-
Ag	0.0000	-	-	-
In	0.2	-	-	-
P	0.2	-	-	-
Отклон., %		0.7710	1.0810	2.7294

Дата заполнения: 28.02.2019
 Программное обеспечение спектрометра АРГОН-5СФ

Рис.2 Распечатка результата анализа

По результатам испытаний был определен состав припоев (Рис.3), которые мы условно назвали «твердый» и «мягкий».

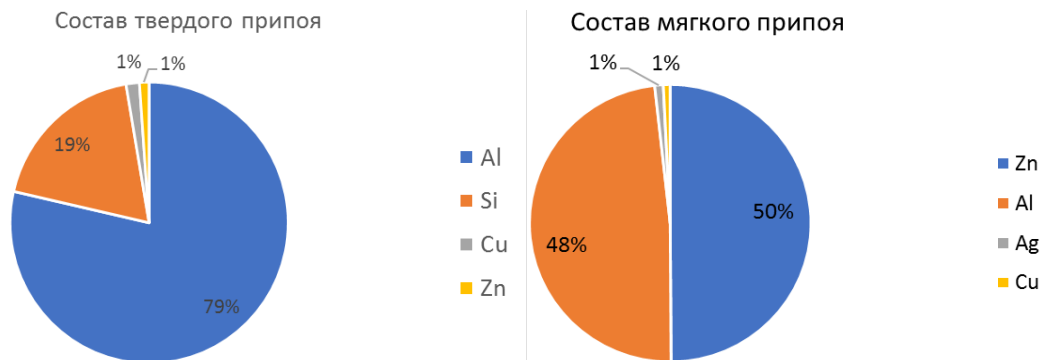


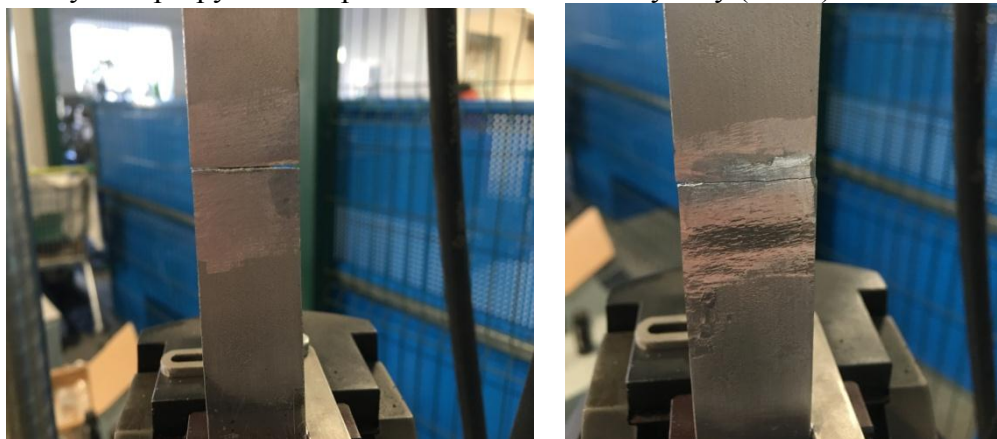
Рис.3 Состав исследуемых припоев

Опытные образцы изготавливались пайкой с нагревом пропан-бутан-воздушным и водородно-кислородным пламенем по выше описанной технологии. Прочностные характеристики проверялись испытанием на разрыв стыкового шва на универсальной испытательной машине TESTSYSTEMS (Рис.4). Эксперимент включал в себя три испытания на разрыв образцов паянных мягким припоем и три испытания на разрыв образцов паянных твердым припоем. Испытаниям подвергались образцы, полученные с применением водородно-кислородного пламени.



Рис.4 Испытательная машина TESTSYSTEMS.

В обоих случаях разрушение происходило по паяному шву (Рис.5).



мягкий

твердый

Рис.5 Образцы после испытания на разрыв

Примеры диаграмм растяжений образцов показаны на Рис.6, а результаты испытаний представлены в Таблице 1



Рис.6 Диаграммы растяжений образцов паянных мягким и твердым припоями.

Таблица 2

Результаты испытаний на разрыв паянных образцов

Марка припоя	Среднее значение предела прочности, σ_p МПа	Среднеквадратическое отклонение предела прочности
AK12M2 (мягкий)	88.3	55.61
ЦА50 (твердый, легкоплавкий)	114.8	12.75

ВЫВОДЫ

- Применение ЭВГ для пайки алюминиевых сплавов специальными припоями возможно;
- Необходимо продолжить работы по апробации различных марок припоев применительно к маркам алюминиевых сплавов;
- Необходимо продолжить работы для отработки режимов пайки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Корж В.Н., Дыхно С.Л. Обработка металлов водородно-кислородным пламенем. К.: Техника. 1984.-64с.

2 Castolin. Алюминиевые припой // Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://www.castolin-pro.ru/%D0%BF%D1%80%D0%B8%D0%BF%D0%BE%D0%B9>

HYDRO-OXYGEN FLAME AS A SOURCE OF HEAT FOR GAS BRAZING ALUMINIUM

Zagackij Vladimir Ruvimovich, associate professor cand. tech. sci.
 Leshchinskij Mark Borisovich, associate professor cand. tech. sci.
 Leshchinskaya Galina Iosifovna, associate professor cand. tech. sci.
 Nikulin Timofej Ruslanovich, lead Engineer

Kaliningrad State Technical University,
 Kaliningrad, Russia, e-mail: zagazc@mail.ru, mark.leschinsky@klgtu.ru,
 galina.leshchinskaya@klgtu.ru, timofey.nikulin@klgtu.ru

The authors tested the use of a hydrogen-oxygen flame generated by mobile electrolysis-water generators as a source of aluminum heating during brazing using aluminum alloys of various grades. Soldered samples were tested on a tensile testing machine. The composition of the tested materials was obtained using an Argon-5SF spectrometer. The results are analyzed, conclusions are drawn.

УДК 629.5.012

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ СОЗДАНИЯ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ БУКСИРОВОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МАЛЫХ ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ

Злыгостев Денис Валерьевич, директор Научно-исследовательского центра судостроения
Чуреев Евгений Андреевич, заведующий лабораторией
Николаев Игорь Игоревич, инженер-конструктор
Батуев Альберт Дорнаевич, канд. техн. наук, старший научный сотрудник

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: rector@klgtu.ru

Малые промысловые суда, используемые в России, в настоящее время неконкурентоспособны. Для создания нового проекта стоит учитывать опыт иностранных коллег. Одним из свойств, которое важно знать, является буксировочное сопротивление. На основе анализа формы корпуса и размеров зарубежных судов были спроектированы обводы для испытаний в опытовом бассейне

Введение

Определение буксировочного сопротивления и буксировочной мощности судна является одной из важных задач, которые необходимо решить в процессе проектирования судна.

Наиболее точным способом решения такой задачи на ранних этапах проектирования является проведение испытаний модели конкретного судна, но сложность и стоимость таких работ, а также ограниченное количество опытовых бассейнов заставляет искать альтернативные решения.

Кроме проведения модельных испытаний, буксировочное сопротивление судна может быть определено при помощи приближенных способов расчета, основанных на результатах испытаний серий в опытовых бассейнах, выполненных ранее, либо с использованием компьютерных программ.

Объект исследования

Любое судно является сложным инженерным сооружением для выполнения определенных функции в акватории Мирового океана, и процесс его проектирования является сложной инженерной задачей, которая не может быть решена сразу, а поэтому выполняется в несколько приближений.

Самыми сложными объектами морского флота, с точки зрения проектирования и эксплуатации, на сегодняшний день остаются промысловые суда. Это связано с тем, что у таких судов отсутствует постоянный (установившийся) режим работы.

Отдельно стоит выделить малые рыболовные суда, работающие в прибрежной зоне. В настоящее время основным является судно проекта 1328 типа «Балтика», предназначенной для работы в прибрежной морской зоне. Общий вид МРТК типа «Балтика» (пр. 1328) представлен на рисунке 1 [1].

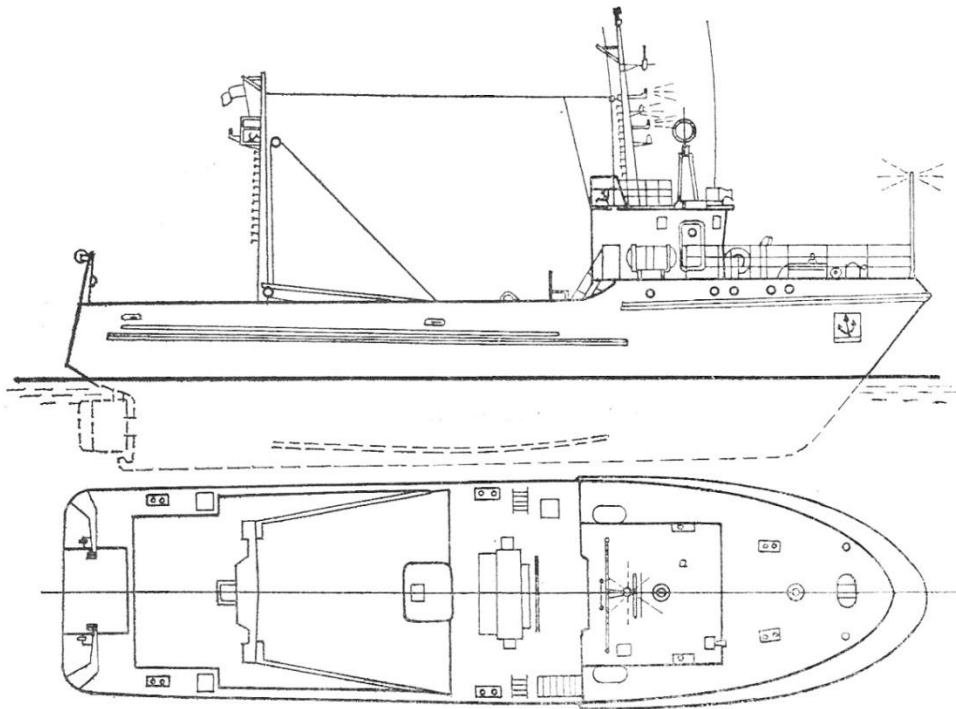


Рис. 1 Общий вид МРТК типа Балтика (пр. 1328)

Однако, суда проекта 1328 морально и физически устарели и значительно уступают судам иностранной постройки, работающим в том же районе промысла. Это подтверждают результаты исследований [2], которые приводят средние объемы вылова на судо-сутки в 26 подрайоне Балтийского моря (Рисунок 2).

СРЕДНИЙ ОБЪЕМ ВЫЛОВА НА СУДО-СУТКИ

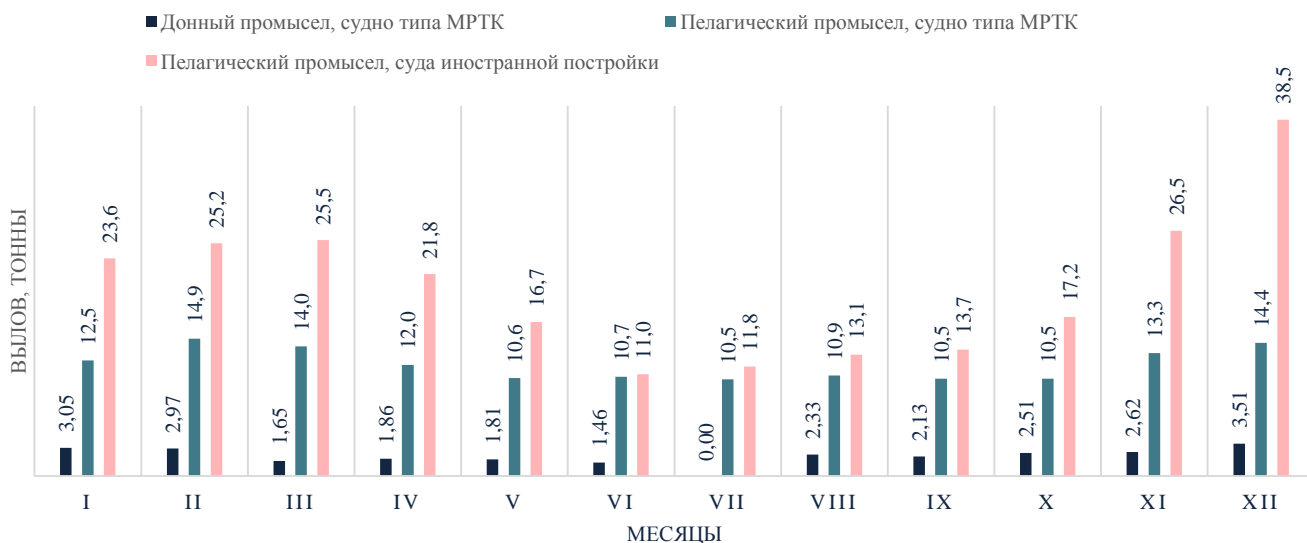


Рис. 2 Средний объем вылова на судо-сутки по месяцам

Существующие методики определения буксировочной мощности

Определение буксировочного сопротивления на ранних этапах проектирования является важной задачей. Допущение ошибок в определении сопротивления судна ведет к неправильному выбору главного двигателя (ГД), что в свою очередь, может привести к невозможности достижения проектной скорости, либо к появлению избыточной мощности на судне. В любом случае, такие ошибки могут привести к непоправимому ущербу репутации проектанта и многомиллионным финансовым убыткам.

В начале XX века, с появлением опытовых бассейнов, появилась возможность проводить модельные испытания судов, с целью изучения особенностей обтекания объектов морской техники, что позволило точно определять буксировочное сопротивление судов, а, следовательно, и необходимую мощность главного двигателя.

Вторую половину XX века можно охарактеризовать расцветом современного судостроения. В это время было создано множество новых типов судов, различающихся как размерами, так и особенностями формы корпуса. Однако, обкатывать каждое проектируемое судно в опытовых бассейнах весьма затруднительно из-за небольшого числа таких лабораторий, а также стоимости проведения испытаний. Тогда же, во второй половине XX века, в лабораториях мореходных качеств судов по всему миру начались работы по разработке приближенных методик оценки буксировочного сопротивления на ранних этапах проектирования судов. Такие методики основаны на результатах испытаний серий моделей судов в опытовых бассейнах и позволяют определять буксировочное сопротивление проектируемых судов с необходимой точностью.

На основании информации из открытых источников, основные приближенные методики, с указанием диапазонов изменения характеристик корпуса судна, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные методики определения буксировочного сопротивления судов на ранних этапах проектирования

№ п/п	Наименование серии/, места и времени проведения испытаний	Пределы изменений соотношений главных размерений и основных коэффициентов теоретического чертежа					
		L/B	B/T	$L/V^{1/3}$	δ	φ	β
1	Серия 60. Бассейн им. Тейлора (США), 1953 – 1957 гг. [3]	5,50-8,50	2,50-3,50	4,55-7,50	0,60-0,80	0,614-0,805	-
2	Серии модельных универсальных сухогрузных судов, среднетоннажных танкеров и рудовозов (СССР), 1955-1958 гг. [4, 5]	6,00-8,50	2,5	4,96-7,50	0,60-0,80	0,612-0,815	-
3	Серия моделей быстроходных одновинтовых грузовых судов (Япония), 1964-1966 гг. [6]	6,50-8,00	2,10-2,70	5,37-7,81	0,55-0,65	0,58-0,66	-
4	Серия моделей судов с большой полнотой обводов (танкеры, рудовозы) (СССР), 1969 г. [5]	5,80-8,30	2,20-3,50	4,80-6,20	0,80-0,875	0,81-0,88	-
5	Серия моделей крупнотоннажных танкеров (Япония), 1967-1969 гг. [7]	5,50-7,00	2,76-3,06	4,99-5,58	0,80-0,84	0,805-0,851	-
6	Серия моделей быстроходных и среднескоростных универсальных сухогрузных, контейнерных и трейлерных судов (СССР), 1972 г. [5]	4,80-7,00	2,00-5,00	4,35-7,10	0,50-0,65	0,565-0,675	-
7	Систематические серии Британской судостроительной исследовательской ассоциации BSRA, 1961-1966 гг. [8, 9]	5,30-8,85	2,13-3,92	4,20-6,35	0,65-0,80	0,663-0,817	-
8	Серия Ерошина среднетоннажных промысловых судов (СССР). [10,]	3,50-5,00	2,30-3,20	-	-	0,55-0,70	0,65-0,92
9	Серия Ерошина малых промысловых судов (СССР). [11]	2,50-3,50	2,60-4,00	-	-	0,50-0,72	2,60-4,00

С развитием компьютерной техники, стали появляться различные программные продукты, призванные облегчить решение данных задач. В настоящее время, все компьютерное программное обеспечение (ПО, Софт) можно разделить на 2 типа:

- 1 ПО основанное на результатах проведения серий модельных испытаний в опытовых бассейнах;
- 2 ПО основанное на решении гидродинамических задач методом конечных элементов.

Первый тип ПО (основанный на результатах модельных испытаний) является, по факту, графической оболочкой и инструментом аппроксимации всех кривых и коэффициентов, заложенных в ту или иную методику. Основными примерами таких программ являются ПО FreeSHIP!; ПО Maxsurf и ПО Tribon Hydro.

К преимуществам использования этих ПО можно отнести простоту использования, возможность в короткое время получить результат расчета по различным методикам (различным сериям), возможность проводить расчет без построения электронной модели судна в данном ПО, а также относительно небольшую стоимость программ.

К недостаткам – точность проведения расчетов и отсутствие учета особенностей геометрии корпуса.

В таблице 2 приведены серии модельных испытаний (методики), заложенные в ведущие мировые ПО, имеющие возможность оценки буксировочного сопротивления на ранних этапах проектирования.

Таблица 2

Основные методики определения буксировочного сопротивления судов на ранних этапах проектирования, заложенные в ПО Tribon Hydro

№ п/п	Наименование серии/, места и времени проведения испытаний	Пределы изменений соотношений главных размеров и основных коэффициентов теоретического чертежа			
		B/T	Fr	δ	L/B
1	Серия Hotrop & Mennen для танкеров и сухогрузов [12], [13].	2,4÷3,2	$\leq 0,24$	0,73÷0,85	5,1÷7,1
2	Серия Hotrop & Mennen для буксиров [12], [13].	2,1÷3,0	$\leq 0,38$	0,55÷0,65	3,9÷6,3
3	Серия Hotrop & Mennen для контейнеровозов [12], [13].	3,0÷4,0	$\leq 0,45$	0,55÷0,67	6,0÷9,5
4	Серия Hotrop & Mennen для эсминцев, грузовых лайнеров [12], [13].	2,4÷4,0	$\leq 0,30$	0,56÷0,75	5,3÷8,0
5	Серия Hotrop & Mennen для ролкеров [12], [13].	3,2÷4,0	$\leq 0,35$	0,55÷0,67	5,3÷8,0
6	Метод Van Oortmersen для малых судов [14]	1,9÷4,0	-	0,55÷0,725	3,0÷6,2

Второй тип ПО (основанный на решении задач методом конечных элементов) является математическим инструментом решения математических задач в области гидродинамики. Представителями такого рода ПО являются Ansys Fluent; Femap Flow Solver.

К преимуществам данных ПО можно отнести учет геометрических особенностей корпуса конкретного судна. Также к «плюсам» можно отнести возможности визуализации процессов обтекания (линии тока).

К недостаткам такого ПО можно отнести закрытый код (невозможно отследить корректность ведения расчетов), потребность больших ресурсов оргтехники, большую стоимость программ (несколько миллионов рублей), а также необходимость проходить специальный курс обучения работы на конкретном ПО.

Создание серии судов для испытания в опытовом бассейне

Если проанализировать эффективные суда иностранной постройки, то можно увидеть, что современные малотоннажные рыболовные суда характеризуются большим разнообразием выполняемых производственных операций и особенностей функционального обеспечения. В ходе рассмотрения различных современных малых рыболовных траулеров, сейнеров и ярусников для морского и прибрежного лова, особое внимание привлекают современные зарубежные суда норвежской, исландской и датской постройки. Норвегия и Дания являются одними из ведущих стран в мировом судостроении по строительству судов промыслового флота. Флот этих стран, также, как

и суда Европейского Севера России, работает преимущественно в Северной Атлантике и Северных морях на одинаковой с нами сырьевой базе.

Наиболее распространенный диапазон главных размерений европейских МРТК, работающих на Балтике, представлены в таблице 3

Таблица 3

Основные характеристики иностранных промысловых судов

Длина максимальная, м	19,00 – 28,0;
Длина между перпендикулярами, м,	15,0 – 24,0;
Ширина по КВЛ, м	6,70 - 9,20;
Высота борта до палубы переборок, м,	3,60 – 4,20;
Высота борта до верхней палубы, м,	5,10 – 6,40;
Мощность СЭУ, л. с.	500 – 800, может достигать до 1500 л. с.;
Тяга винта на швартовых, кН	80 – 200;
Диаметр винта	1850 – 2400 мм, но иногда доходит до 2700 мм.
Число коечных мест	4 – 10
Объем трюма, м ³	64 – 160.

Сотрудниками научно-исследовательского центра судостроения Калининградского технического университета (НИЦС КГТУ), был проведен опрос специалистов рыбопромышленных организаций Калининградской области на предмет того, какие суда они хотели бы иметь для прибрежного морского рыболовства. Характерно, что частные рыбопромышленные компании не назвали ни одного отечественного проекта добывающего судна, кроме модернизированного МРТК типа «Балтика». Общий вид судов, названных рыбопромышленными организациями Калининградской области, представлен на рисунках 3 и 4.

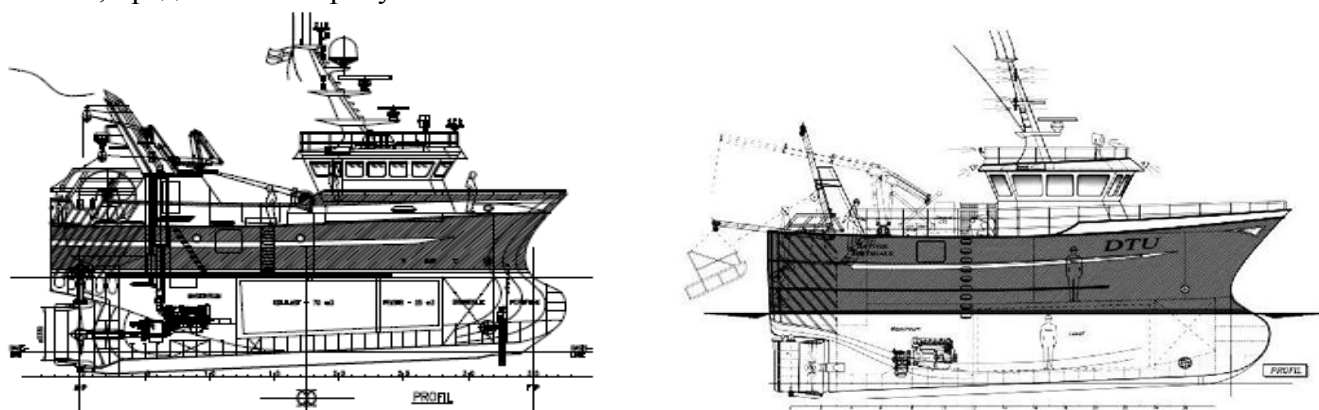


Рис. 3 Малый норвежский рыболовный траулер с максимальной длиной 19,95 м (слева)
Малый рыболовный траулер компании Vestværflet с максимальной длиной корпуса 17,24 м (справа)

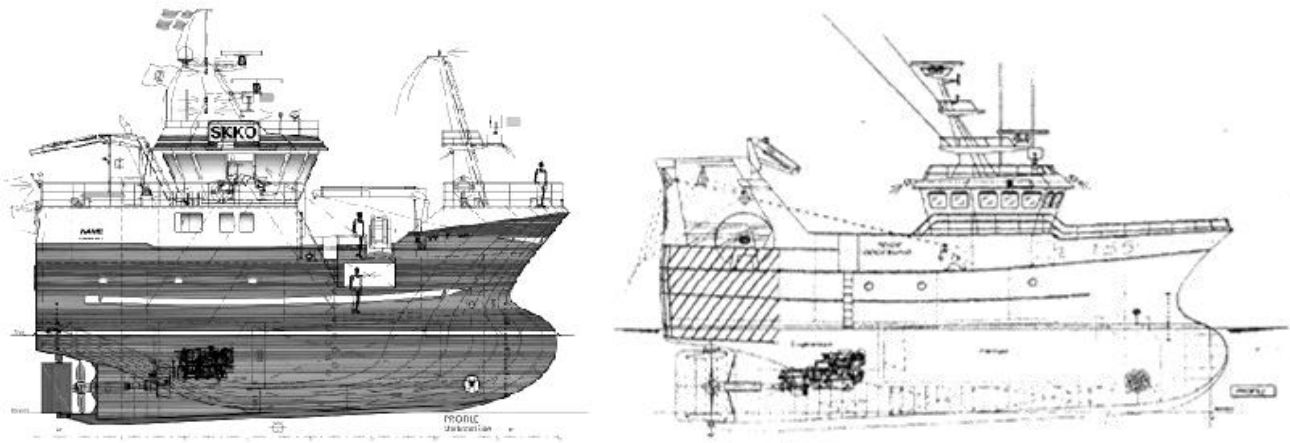


Рис. 4 Малое норвежское судно ярусного лова повышенной мореходности типа SK-3200 (слева)
 Малый рыболовный траулер компании Vestværflet с максимальной длиной корпуса 24,3 м (справа)

Анализ общего расположения малотоннажных добывающих судов стран Евросоюза и других иностранных судов, в использовании которых наиболее заинтересованы рыбопромышленные организации Калининградской области, показывает, что имеется ряд особенностей, характерных для современных судов рассматриваемого типа. Среди них можно выделить следующие:

- практически все суда имеют одинаковый архитектурно-конструктивный тип с рубкой, расположенной в средней части;
- на всех судах стремятся минимизировать по длине машинные отделения, расположенные в кормовой части корпуса;
- рассматриваемые малые рыболовные траулеры имеют двухпалубную архитектуру, или удлиненную баковую надстройку, но в корме имеется промысловая палуба или платформа;
- практически все суда имеют носовой бульб;
- все суда приспособлены для перевозки рыбы наливом и имеют систему RSW или имеют ещё и рефрижераторный трюм. Трюма располагаются в средней части судна;
- большинство даже малых двухпалубных добывающих судов – это суда универсального назначения, т. е. кроме тралового лова могут работать ещё и с ярусом, ловушками, с кошельковым неводом, дрейфтером.

Здесь следует отметить ещё одну особенность современных добывающих наливных судов – все они эксплуатируются при незначительном изменении дедвейта во время промыслового рейса, так как в наливных рыбных танках постоянно налита морская вода, которая по мере вылова рыбы выливается за борт. Расход же дизельного топлива может компенсироваться приёмом морского балласта в специально размещённые в корпусе танки. Таким образом, наливные суда можно проектировать с минимальным надводным бортом, при котором судно постоянно эксплуатируется в промысловом рейсе. Более того, линия палубы переборок отслеживает посадку судна в различных эксплуатационных случаях нагрузки. Скандинавские проектанты стараются при этом делать суда двухпалубными, образуя в корпусе шельтердечное пространство между верхней палубой или удлиненным баком и палубой переборок. Это решение позволяет избежать эффекта сопутствующего дифферента на корму, характерного малым рыболовным судам «американского типа», когда в условиях качки в штормовых условиях верхняя палуба входит в воду и возникает эффект сопутствующего дифферента на корму.

Остойчивость малых рыболовных траулеров шириной свыше 8 метров позволяет размещать промысловое оборудование и на верхней палубе. Двухпалубный вариант малого универсального рыболовного судна – наиболее традиционный тип норвежских судов, когда на малом рыболовном судне траловый лов сочетается с ярусным ловом.

Если рассматривать форму корпуса, современные малые рыболовные суда характеризуются специфическими обводами: большие коэффициенты полноты корпуса, малыми отношениями длины к ширине судна (L/B) от 2,5; малыми отношениями ширины к осадке судна (B/T) от 2. Такие показатели значительно отличаются от существующих отечественных судов старых проектов.

Основываясь на приведённом выше анализе современных иностранных рыболовных судов, в научно исследовательском центре судостроения КГТУ была разработана серия судов для проведения буксировочных испытаний в опытовом бассейне, чтобы определить коэффициенты сопротивления подобных обводов для малых промысловых судов.

На рисунке 5 и 6 представлены эскизы теоретических чертежей предполагаемой серии. А в таблице 4 приведены характеристики.

Длина разработанной серии по конструктивной ватерлинии составляет 25 м, а расчётная длина – 24 м. При этом ширина корпуса по ватерлинии на миделе для судов с соотношением В/Т = 2.0 составляет 8 м, а для судов с соотношением В/Т = 2.5 – 8.944 м.

Все теоретические чертежи данной серии разрабатывались с учётом ватерлинии при числе Фруда $Fr = 0.4$, чтобы набегающий поток не пересекал кромку слома корпуса.

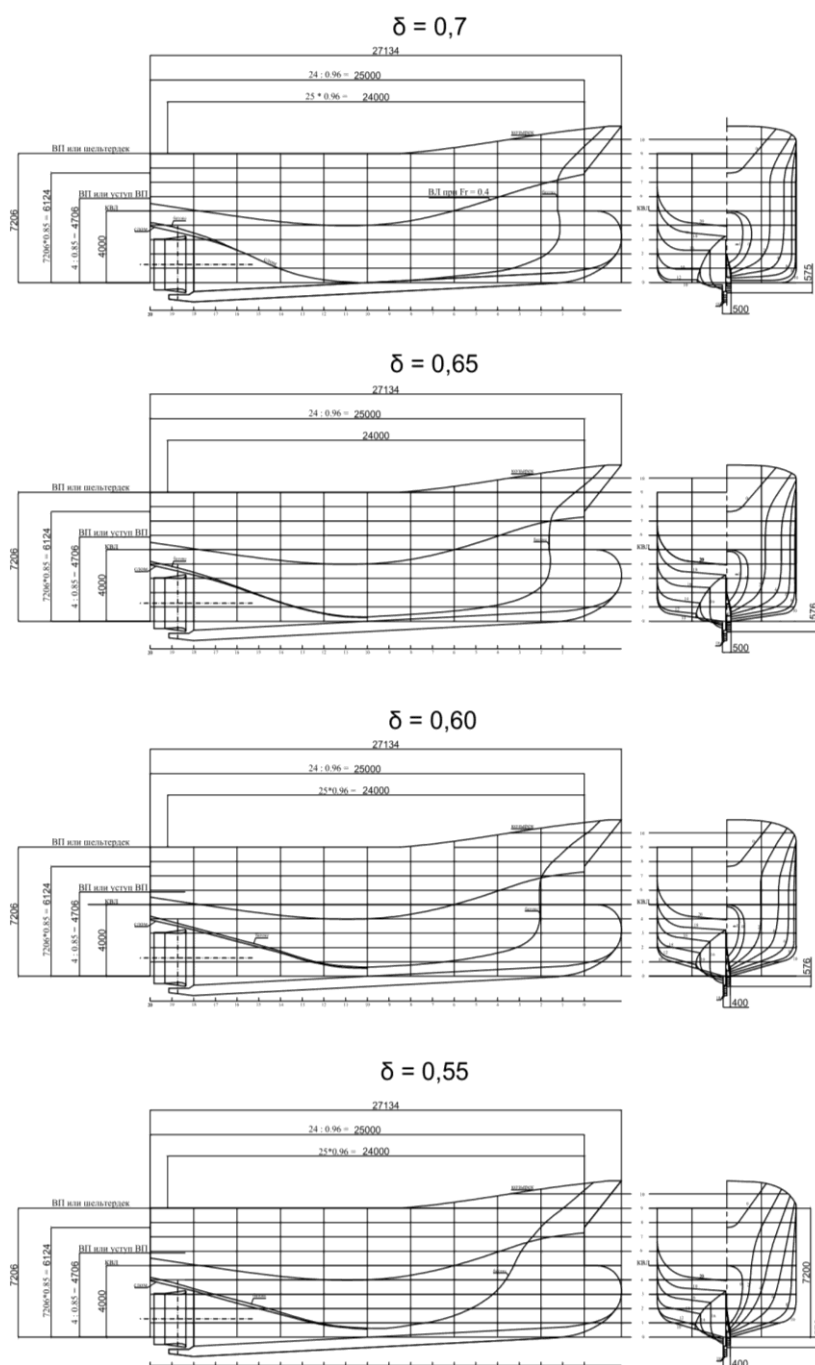
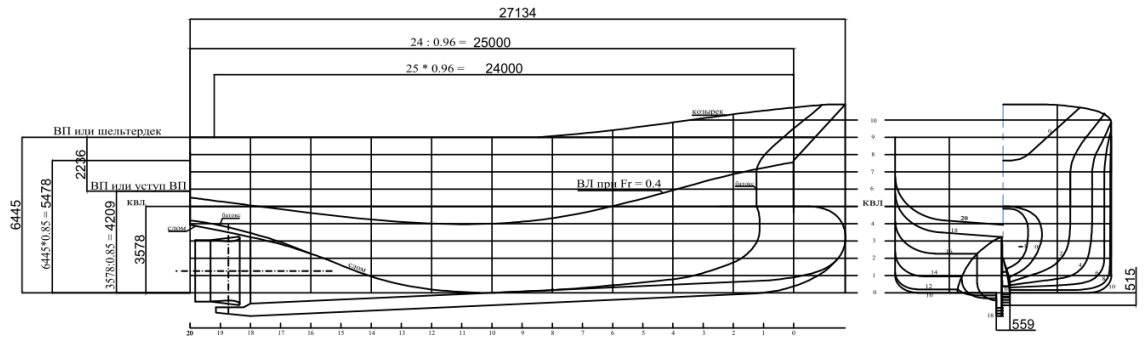
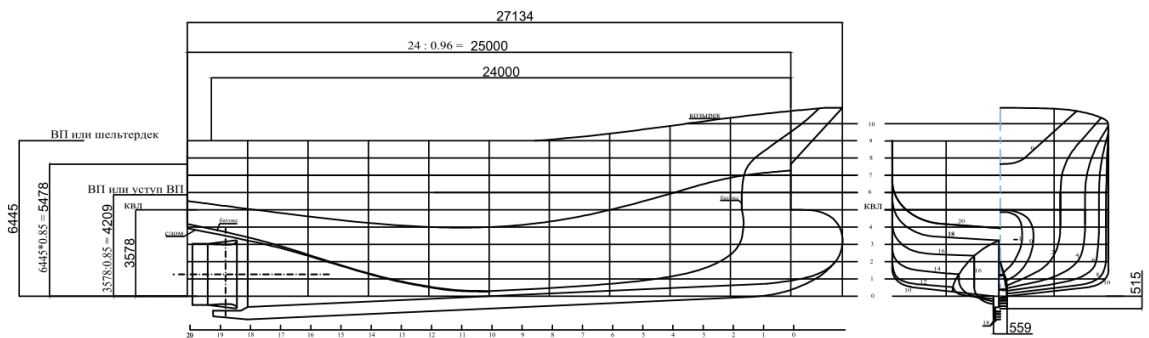


Рис. 5 Серия судов с соотношением В/Т=2.0

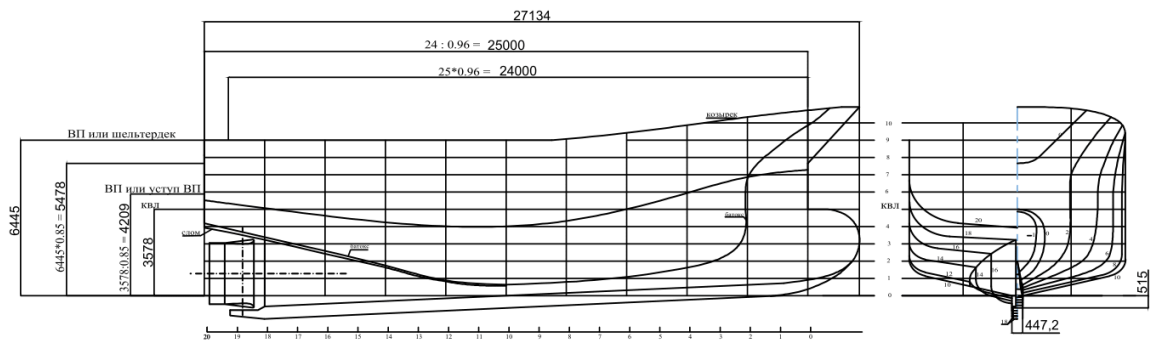
$$\delta = 0,7$$



$$\delta = 0,65$$



$$\delta = 0,60$$



$$\delta = 0,55$$

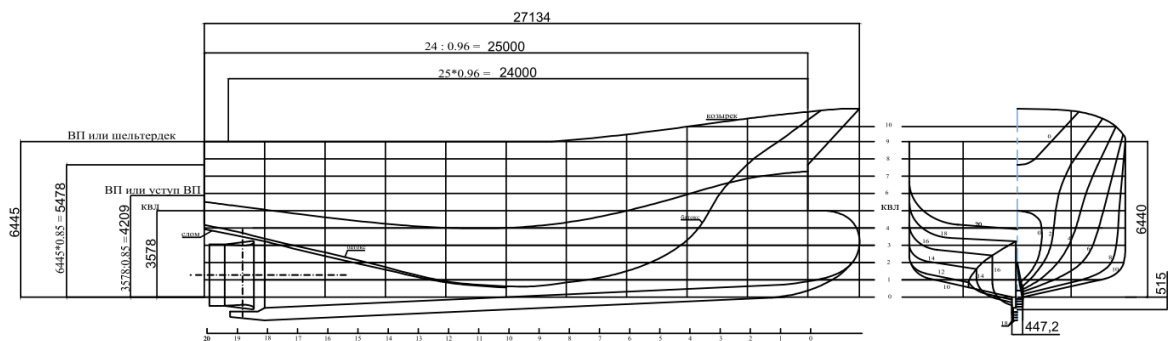


Рис. 6 – Серия судов с соотношением $V/T = 2.5$

Характеристики серии (водоизмещение и коэффициенты полноты)

Отношение В/Т	Коэффициент полноты	С килём		Без киля	
		Водоизмещение, м ³	Коэффициент полноты фактический	Водоизмещение, м ³	Коэффициент полноты фактический
2.0, 2,5	0,70	564	0,705	557	0,697
	0,65	527	0,656	521	0,651
	0,60	485	0,606	480	0,600
	0,55	447	0,559	442	0,552

Выводы

В результате выполненного анализа иностранных судов была создана серия судов, которая будет испытана в опытовом бассейне КГТУ с целью получения буксировочного сопротивления и как следствие – составление справочных данных, для начального проектирования малых рыболовных судов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Флот рыбной промышленности. Справочник типовых судов. Москва. 1990. 384с.
- 2 Чуреев Е.А. Диссертация на соискание ученой степени кандидат технических наук по направлению 05.08.03 «проектирование и конструкция судов» на тему «Разработка методики проектирования малого промыслового судна с учетом комплексного анализа факторов, влияющих на его проектные характеристики». На правах рукописи. Калининград. 2019. 124 с.
- 3 Todd I, et al. Series «60». – TSNAME, 1953, vol. 61, p. 516-589; 1956, vol. 64, p. 64-68; 1957, vol.65, p. 445-589.
- 4 Войткунский Я.И. и др. Справочник по теории корабля. Л., Судпромгиз, 1985. – 544 с.
- 5 Турбал В.К. и др. Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов. Л., Судостроение, 1983. – 304 с.
- 6 Yokoo K. et al. Design Charts for the Propulsive Performances of High Speed Cargo Liners. – The 45th Research Committee. The Shipbuilding Research Association of Japan, 1964, 1966.
- 7 Yokoo K. et. al. Investigation into the Propulsive Performance of Super Tankers with Bulbous Bow. –Report of Ship Research Institute, 1967, vol.4, N5, p.1–31, 1969, vol.6, N2, p.1–34.
- 8 Lackenby H., Parker M. The BSRA Methodical Series, Variation of Resistance with Breadth–draught Ratio and Length–displacement Ratio. – TRINA, 1966, vol. 108, N 4, p.363–388.
- 9 Moor D. et al. The BSRA Methodical Series, Geometry of Forms and Variations of Resistance with Block Coefficient and Longitudinal Center of Buoyancy. –TRINA, 1961, vol.103, N4, p.323–419.
- 10 Ерошин В.А. Влияние относительных параметров формы корпуса на сопротивление среднетоннажных промысловых судов. – В сб.: Вопросы судостроения, 1972, вып. 1., с. 5-12.
- 11 Ерошин В.А. Исследование характеристик ходкости малых промысловых судов. – В сб.: Вопросы судостроения, 1975, вып. 8., с. 29-37.
- 12 Holtrop, J. and Mennen, G.G.J.: "An approximate power prediction method", International Shipbuilding Progress, July 1982, pp 166-170.
- 13 Holtrop, J.: "A statistical re-analysis of resistance and propulsion data", International Shipbuilding Progress, November 1984, pp. 272-276.
- 14 Van Oortmerssen, G.: "A power prediction method and its application to small ships", International Shipbuilding Progress, November 1971, p. 397-415.

JUSTIFICATION OF THE NEED TO CREATE A METHODOLOGY FOR DETERMINING THE RESISTANCE OF TOWING FOR SMALL FISHING VESSELS

Zligostev Denis Valerevitch, Director of Shipbuilding Research Center
of the Kaliningrad State Technical University
Chureev Evgenii Andreevitch, Head of the laboratory of seaworthiness of ships
Nikolaev Igor Igorevitch, shipbuilding engineer
Batuev Albert Dornaevitch, Candidate of Engineering Sciences, Senior Researcher

Shipbuilding Research and Development Center of the Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: rector@klgtu.ru

Small fishing vessels used in Russia are currently uncompetitive. To create a new project, it is worth considering the experience of foreign colleagues. One of the properties that is important to know is towing drag. Based on the analysis of the hull shape and dimensions of foreign vessels, contours were designed for testing in the test pool.

УДК 629.12.001.57

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СРЕДНЕТОННАЖНЫХ НАЛИВНЫХ РЫБОЛОВНЫХ СУДОВ НА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Зыюнг Ван Тхань, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: duongvthanh@gmail.com

С использованием математической модели эксплуатации рыболовного судна выполнены сопоставительные расчетные оценки экономической эффективности для ряда среднетоннажных наливных рыболовных судов (НРС) при их использовании в заданных технико-экономических условиях (ТЭУ) эксплуатации с конкретизацией удаленности района промысла, сроков хранения охлажденного улова, стоимостных параметров и пр. при вариациях показателя продуктивности района промысла. Полученные данные позволили для заданных ТЭУ эксплуатации выделить наиболее эффективные суда с последующим их использованием в качестве судов-претендентов для задач пополнения флота и/или в качестве судов-прототипов для задач оптимизационного проектирования НРС. Проведенный статистический анализ сопоставительных расчетов позволил выявить значимость и характер влияния величины водоизмещения судна, его энерговооруженности и показателя продуктивности района промысла на эффективность НРС. Полученные результаты рассматриваются как шаги в теоретическом осмыслении концепции и характерных особенностей современных НРС и в разработке математической модели для их оптимизационного проектирования

Введение

Рыболовные суда наливного типа получили свое развитие и широкое распространение в ряде стран с развитым рыболовством в течение двух-трех последних десяти-литий. Особенности этих судов, отмеченные в [1] в части используемого способа сохранения и транспортировки улова, а также их энерговооруженности и характеристик формы обводов, определяют их как отдельную

характерную категорию эффективных рыболовных судов и необходимость выполнения соответствующих исследований и обобщений для задач их проектирования и пополнения рыболовного флота в целом.

Для поиска лучших проектных и инвестиционных решений посредством целенаправленного технико-экономического анализа (ТЭА) характеристик судна, методология оптимизационного проектирования НРС (см. [2]) предполагает аргументированный расчетный отбор (из числа действующих судов или их проектов) тех судов, которые в заданных технико-экономических условиях (ТЭУ) их эксплуатации наиболее эффективны. В данной работе приводятся расчетные оценки эффективности эксплуатации ряда НРС (с выделением наиболее эффективных судов для заданных ТЭУ) и последующий анализ влияния основных характеристик НРС на их эффективность.

1 Особенности выполненных расчетов

Расчеты эффективности проведены для 11 среднетоннажных НРС при автономной форме организации их промысла. Примеры в целом традиционной компоновки НРС приведены на рис.1 и 2. Диапазон характеристик судов составил по их длине $L_p=23.6...60$ м, по водоизмещению $D=600...3600$ т, по мощности главных двигателей $Ngd=1000...4000$ кВт, по грузоподъемности $Wgr=200...1700$ м³. Рис.3 свидетельствует о значительном разбросе данных НРС по их энерговооруженности $\eta_{gd}=Ngd/D$ с общей тенденцией ее уменьшения при росте водоизмещения. Соответственно значительный разброс имеют и значения коэффициента утилизации водоизмещения НРС по их грузоподъемности $\eta_{gr}=Pgr/D$ (рис.4) с традиционным трендом роста его значений при росте D . Отметим также прогресс, достигнутый в области судовой энергетики и отражаемый для современных НРС в части значимого уменьшения относительных объемов, занимаемых их машинным отделением (по данным [1] - более чем вдвое). При этом сохраняется тенденция уменьшения значений η_{gr} с ростом значений η_{gd} (см. рис. 5).

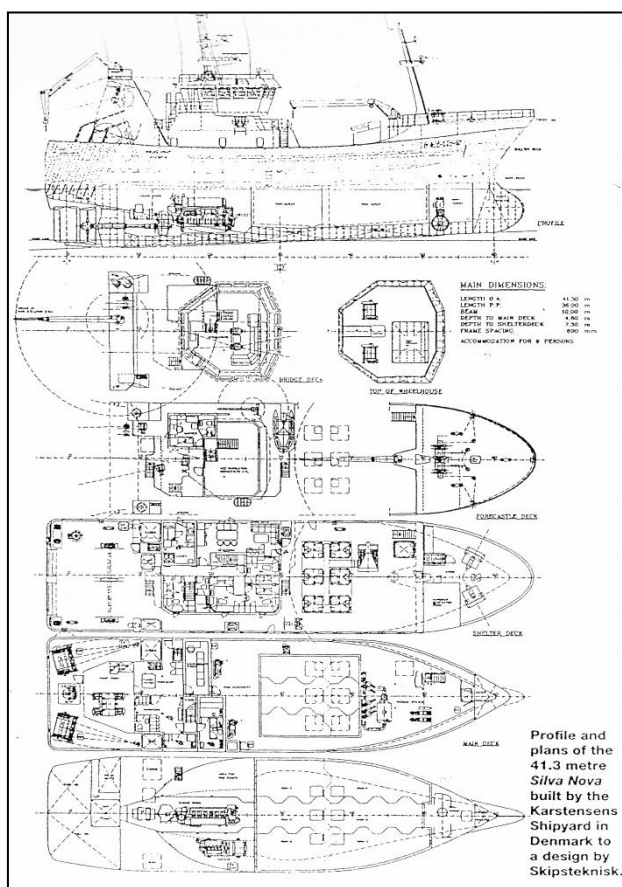


Рис.1 HPC Silva Nova
($D=1460$ т, $Ngd=2469$ кВт)

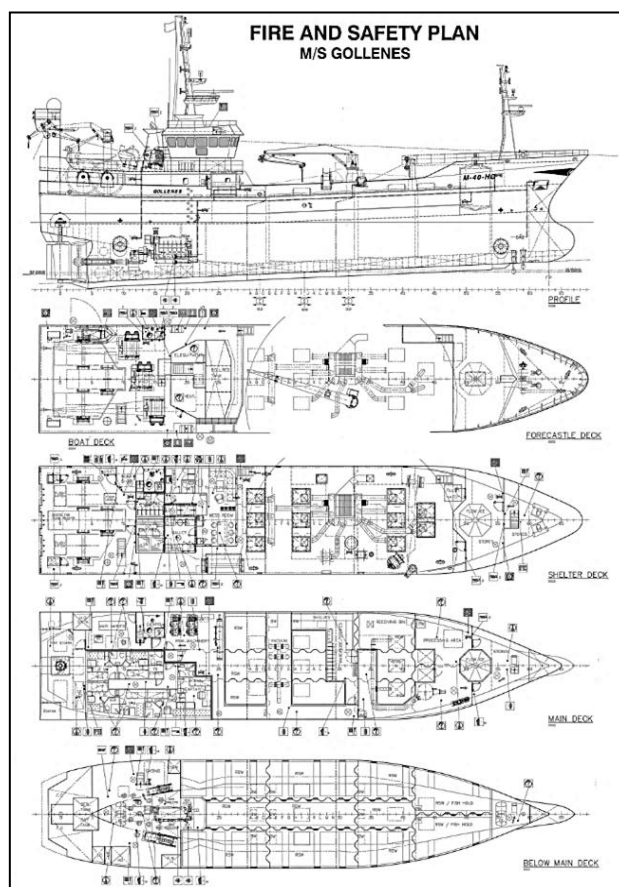


Рис.2 HPC Clipperton
($D=2052$ т, $Ngd=2031$ кВт)

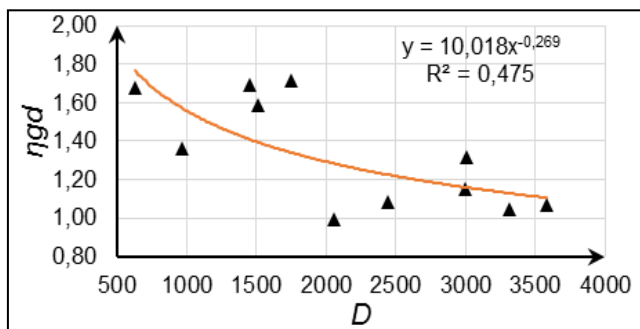


Рис.3 Значения $\eta_{gd}=f(D)$

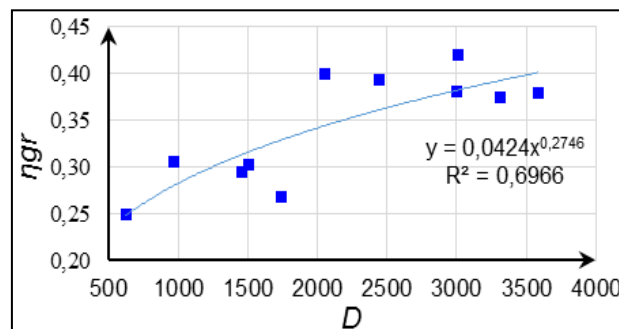


Рис.4 Значения $\eta_{gr}=f(D)$

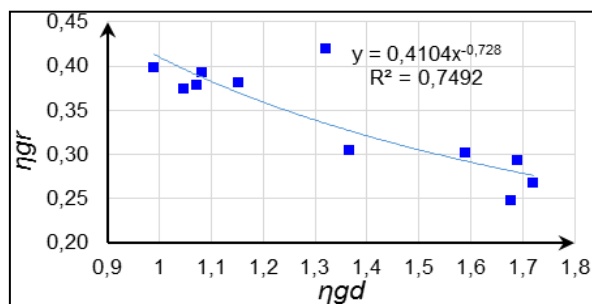


Рис. 5 Значения $\eta_{gr}=f(\eta_{gd})$

Расчеты эффективности выполнялись с использованием модели эксплуатации рыболовного судна (МЭРС, см. [3]), модифицированной для НРС. С учетом опыта эксплуатации наливных судов и естественного стремления доставлять в порт кондиционный улов, удаленность района промысла от порта базирования принята близкой к среднесуточному переходу (250 миль). Расчетное время хранения рыбы (от поступления первого улова до разгрузки судна в порту) принято $T_{xrr} = 5$ сут. Оценка значений среднесуточного вылова определялась выражением $Pull = K_{prs} \cdot K_{sb} \cdot Ngd$, т. При этом коэффициент промысловой системы K_{prs} для всех рассмотренных (современных) НРС принят равным 1, а значение коэффициента сырьевой базы района промысла варьировалось в диапазоне $K_{sb} = 0,02 \dots 0,14$ с шагом 0,02.

В качестве аргументов анализа рассматривались абсолютные значения основных элементов судна (D и Ngd) и его относительная характеристика $\eta_{gd} = Ngd/D$ (коэффициент энерговооруженности НРС). Показателем эффективности НРС принята эффективность капиталовложений $F_{kap} = (Q_{gr} - C_{sr}) / Skr$, где Q_{gr} и C_{sr} – значения производительности и эксплуатационных затрат судна за промысловый рейс в их денежном исчислении, Skr – его стоимость, отнесенная ко времени рейса.

2 Результаты выполненных расчетов и их анализ

Примеры расчетных оценок эффективности эксплуатации рассмотренных судов в заданных ТЭУ при значениях $K_{sb} = 0,04$ и $0,08$ представлены на рис. 6. Приведенные данные отражают следующее:

1. очевидное большое влияние продуктивности сырьевой базы района промысла (значений K_{sb}) на величину показателя эффективности НРС F_{kap} ,
2. наличие оптимальных значений водоизмещения судна D^* для соответствующих значений K_{sb} : $F_{kap} \rightarrow \max = f(K_{sb})$,
3. тенденцию роста оптимальных значений D^* с ростом значений K_{sb} (в данном примере $D^* \sim 1500$ т при $K_{sb} = 0,04$ и $D^* \sim 2000$ т при $K_{sb} = 0,08$).

Из рассмотренных судов на относительно бедной сырьевой базе ($Ksb = 0,04$) наиболее эффективным ($Fkap = 33\%$) оказывается НРС *Silva Nova* (рис. 1), а при более высоком ее показателе ($Ksb = 0,08$) - НРС «*Clipperton*» (рис. 2, $Fkap = 109\%$). При этом отметим, что выделенные суда характерны значимой разницей в значениях коэффициентов их энерговооруженности ($\eta_{gd} = 1,69$ и $0,99$) и, соответственно, утилизации по грузоподъемности ($\eta_{gr} = 0,29$ и $0,40$).

При анализе определенный интерес представляют также значения Q_{gr} , Csr и Sk_r , приходящиеся на 1 тонну водоизмещения судна: $\eta_{Qgr} = Q_{gr}/D$, $\eta_{Csr} = Csr/D$ и $\eta_{Sk_r} = Sk_r/D$. Пример регрессий, полученных для $Ksb = 0,08$, представлен на рис. 7. Они показывают, что рост водоизмещения судна приводит к снижению значений его относительной стоимости η_{Sk_r} и относительных эксплуатационных затрат η_{Csr} . При этом у значений относительной производительности судна $\eta_{Qgr} = f(D)$ (равно как и у основного критерия эффективности $Fkap = f(D)$) прослеживается свой максимум.

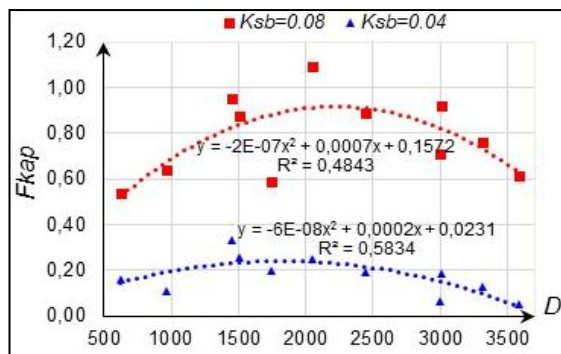


Рис. 6. $Fkap = f(D)$ при $Ksb = 0,04$ и $0,08$

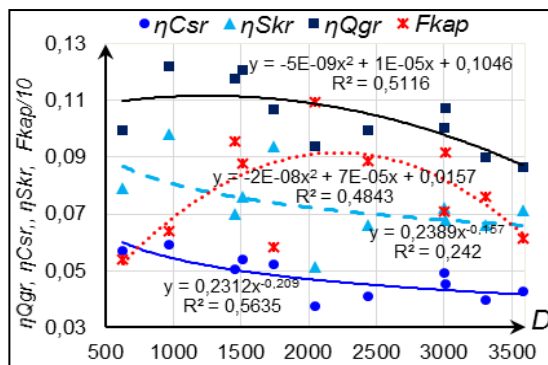


Рис. 7. η_{Qgr} , η_{Csr} , η_{Sk_r} , $Fkap = f(D)$ при $Ksb = 0,08$

Характер влияния абсолютных характеристик D и Ngd на эффективность НРС ($Fkap = f(D)$ и $Fkap = f(Ngd)$) при вариациях Ksb отражается параболическими регрессиями (рис. 8-9), а относительной характеристики (энерговооруженности η_{gd} , т.е. $Fkap = f(\eta_{gd})$) - линейными регрессиями (рис. 10). Для интерпретации полученных результатов полезны также графики, построенные с использованием регрессионных трендов рис. 8-10 при вариациях значений аргументов. Наиболее содержательными из них оказываются графики $Fkap = f(Ksb)$ при $\eta_{gd} = var$, приведенные на рис. 11

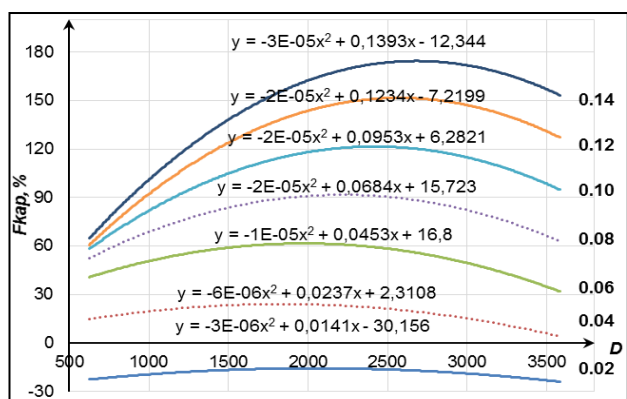


Рис. 8. $Fkap = f(D)$ при $Ksb = var$

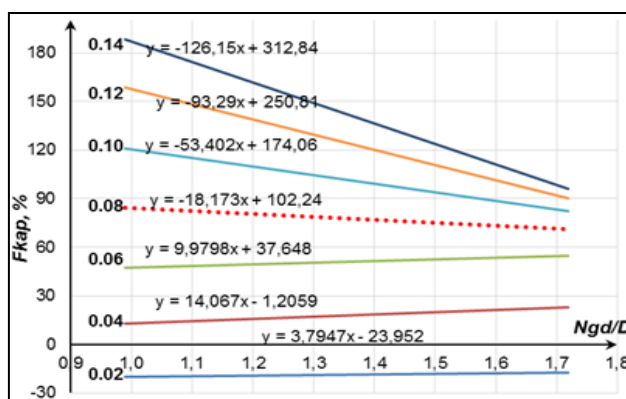


Рис. 10. $Fkap = f(\eta_{gd})$ при $Ksb = var$

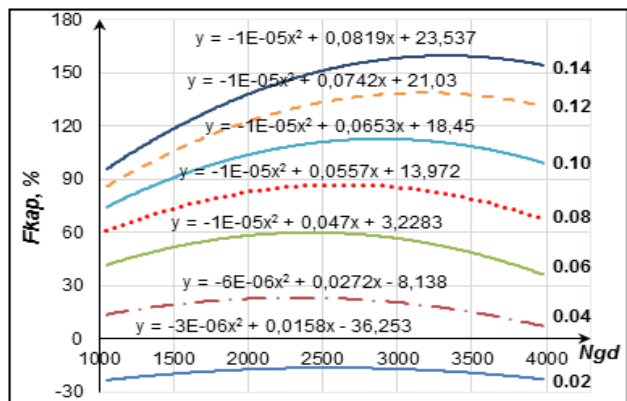


Рис. 9 $F_{kap}=f(Ngd)$ при $K_{sb}=var$

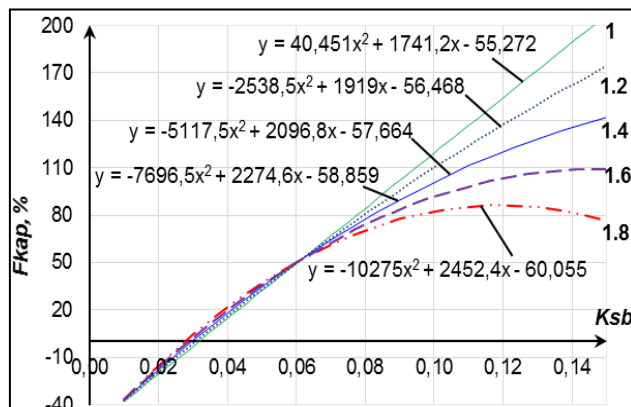


Рис. 11 $F_{kap}=f(K_{sb})$ при $Ngd/D = var$

Представленные материалы позволяют дополнить и уточнить ранее представленные выводы анализа, поскольку свидетельствуют о следующем:

1 Графики на рис. 8-9 показывают экономическую целесообразность увеличения D и Ngd до их определенных значений, соответствующих максимумам F_{kap} , разных для разных значений K_{sb} . Дальнейший рост D и Ngd приводит к снижению показателя эффективности, что обусловлено избыточными значениями этих характеристик. При этом:

1.1 Избыточное значение D (а, следовательно, и его грузоподъемности) при малых значениях Ngd и K_{sb} (т.е. при низких значениях промышленной производительности НРС) предопределяет неполную загрузку рыбных танков судна, что вызвано принятым ограниченным сроком хранения охлажденной рыбы. Значения коэффициента загрузки судна $K_{zagr}=f(K_{sb})$ ($K_{zagr} \leq 1$) отслежены в ходе выполнения эксплуатационных расчетов для НРС разного водоизмещения ($D=var$) и аппроксимированы регрессиями, представленными на рис. 12.

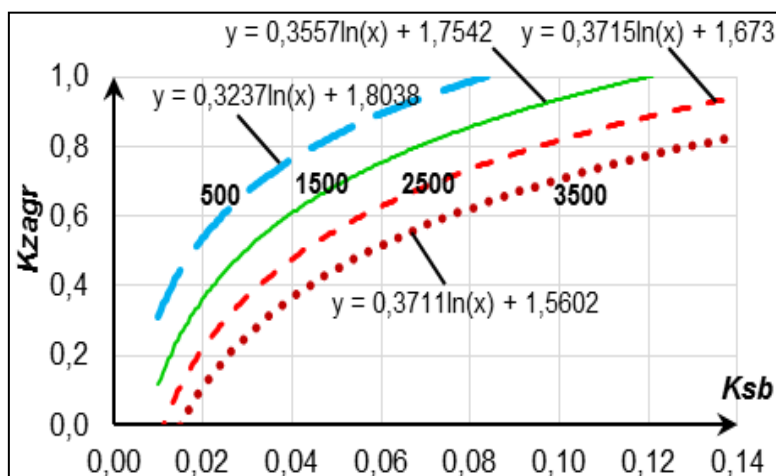


Рис. 12 $K_{zagr}=f(K_{sb})$ при $D=var$

1.2 Избыточное значение Ngd (особенно при высоких значениях K_{sb} и малых значениях D) обуславливает высокую промышленную производительность НРС и, как следствие, досрочное (до истечения принятого срока хранения улова) заполнение рыбных танков судна ($K_{zagr}=1$). Это приводит к сокращению доли рейса, приходящейся на лов, что, как известно, негативно сказывается на эффективности судна.

2 О влиянии сырьевой базы (K_{sb}) и энерговооруженности НРС (ngd) на его эффективность:

2.1 Регрессии рис. 10 подтверждают и для НРС ранее отмечавшийся вывод, что повышение эффективности рыболовных траулеров в условиях ухудшения продуктивности сырьевой базы предполагает повышение их энерговооруженности. По результатам выполненных трендовых оценок при $K_{sb}=0,04$ изменение значения в диапазоне $ngd = 1,0 \dots 1,8$ приводит к значимому изменению критерия эффективности на $\Delta F_{kap} = 10 \dots 15\%$.

2.2 При богатой сырьевой базе наивысшая эффективность судна достигается при более низких значениях коэффициента η_{gd} , определяемых по результатам оптимизационных исследований. При этом увеличение значений η_{gd} приводит к неоправданному росту эксплуатационных затрат и, соответственно, к снижению эффективности НРС (см. рис. 10 и п. 1.2).

2.3 Существует некоторая область значений K_{sb} , при которой отклонение энерговооруженности судна от ее оптимальных значений практически не влияет на его эффективность. В данном анализе (при заданном комплексе ТЭУ эксплуатации НРС) эта область соответствует значениям $K_{sb} \sim 0,06$.

2.4 Существует некоторое пороговое значение K_{sb} , ниже которого промысел на НРС становится убыточным. В данном анализе это соответствует значениям $K_{sb} \sim 0,03$. Это, в частности, означает, что для НРС в рассмотренном диапазоне водоизмещений ($D = 600 \dots 3600$ т) не следует ожидать положительной эффективности промысла, если среднесуточные выловы будут менее 30т при $N_{gd} = 1000$ кВт или 60т при $N_{gd} = 2000$ кВт.

Заключение

К наиболее общим выводам проведенного анализа отнесем следующее:

С учетом значимого влияния коэффициента K_{sb} на основные характеристики НРС (D и N_{gd}) и его эффективность, для решения задач пополнения флота НРС для заданного района промысла показана безусловная необходимость:

1. практического знания и/или соответствующих исследований продуктивности района промысла с оценкой величины ожидаемого вылова, приходящегося на единицу промыслового усилия (тяги судна и/или мощности его главного двигателя), а также допустимых сроков хранения улова, рациональных мест базирования судов и пр.,

2. расчетной экономической экспертизы (см. [3]) действующих НРС или их проектов для уточненных (п.3.1) ТЭУ их эксплуатации с выделением из них наиболее эффективных судов. Тех судов, которые в последующем целесообразно использовать в качестве претендентов для пополнения рыболовного флота и/или в качестве прототипов для задач их оптимизационного проектирования или модернизации (см. [2, 4]).

Полученные результаты анализа рассматриваются как шаги в теоретическом осмыслении концепции и характерных особенностей современных НРС и в разработке математической модели для их оптимизационного проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Иванов В.П. Анализ характеристик современных малотоннажных и наливных рыболовных судов для задач их проектирования. / В.П. Иванов, Дудин С.Д., Зыонг В.Т.; - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2017, №3(37), т.1, с. 48-56.

2 Зыонг В.Т., Иванов В.П. Об использовании среднетоннажных наливных рыболовных судов для морского рыболовства СРВ. / Т.В. Зыонг, В.П. Иванов; - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2018, №3(41), т.1, с. 104-110.

3 Иванов В.П. Математическое моделирование эксплуатации современного рыболовного судна при освоении его улова. / В.П. Иванов, Дудин С.Д., Курдюков С.Г.; - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2016, №3(33), т.2, с. 62-66.

4 Иванов В.П. Техничко-экономические основы создания рыболовных судов: учебник: /В.П. Иванов - Калининград: БГАРФ, 2010. – 275с.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF CHARACTERISTICS OF MEDIUM TONNAGE RSW-TYPE FISHING VESSELS ON THEIR EFFICIENCY

Duong Van Thanh, Post-graduate student; department of shipbuilding;

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: duongvthanh@gmail.com

The comparative calculations of the economic efficiency estimation were carried out for a number of medium-tonnage RSW type fishing vessels by using the mathematical model of operation in the specified technical and economic conditions (TEC), which is concretized by the distance of fishing ground, the storage period for chilled fish, cost parameters..., with the variation in parameter of the productivity of fishing area. The obtained data allowed determining the efficient vessels for the specified TEC of operation and then using them as the expectant ships for fleet replenishment tasks and / or as the prototypes for ship optimization design. The statistical analysis in comparative calculations made it possible to reveal the significance and nature of the influence of the values of ship displacement, specific power and parameter of the productivity of fishing area on the effectiveness of fishing vessels. The obtained results are considered as steps in the theoretical understanding of the concept and the defining characteristics of modern RSW ships, and in the development of a mathematical model for ship optimization design.

УДК 629.12.001.57

О ФОРМИРОВАНИИ МЕТОДИКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО ОБОСНОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РЫБОЛОВНОГО СУДНА

Иванов Владимир Павлович, д-р техн. наук, профессор
Зьонг Ван Тхань, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: dtn.ivanov@yandex.ru, duongvthanh@gmail.com

В статье приводится схематизированное представление разработки аналитической методики технико-экономического обоснования (ТЭО) характеристик рыболовного судна и ее реализация на примере среднетоннажного наливного рыболовного судна (НРС) для морского рыболовства Вьетнама. По результатам принятого подхода к ТЭО определяются условия и задачи последующей практической разработки аванпроекта нового рыболовного судна

Под означенной методикой понимается совокупность последовательных действий, направленных на получение оптимизированного варианта технического задания (ТЗ), предопределяющего концепцию, облик, основные характеристики и качества будущего судна для заданных технико-экономических условий (ТЭУ) его эксплуатации. Полученные материалы являются основой для последующего их развития в рамках практического проектирования эффективного и конкурентоспособного судна с обеспечением нормативных требований к его безопасности.

В соответствии с основными положениями методологической концепции обеспечения эффективности и конкурентоспособности рыболовных судов, рассмотренными в [1], схематизированное представление методики ТЭО характеристик НРС и ее реализации дано в таблице.

**Формирование методики ТЭО обоснования характеристик НРС
для морского рыболовства СРВ.**

Этапы разработки методики	Информационная база исследования	Результаты исследований	Апробация результатов
1. Формирование методологической концепции пополнения флота СРВ современными НРС для морского рыболовства.	Методологическая концепция обеспечения эффективности и конкурентоспособности рыболовных судов, [1]	1. Показана необходимость: 1.1. реконструирования и статистического анализа технических характеристик и параметров проектирования современных НРС, 1.2. отбора судов-претендентов для решения задач пополнения флота, 1.3. поиска технических решений повышения их эффективности методами модернизации, 1.4. разработки методического и программного обеспечения оптимизационного проектирования НРС. 2. Сформирована схема технологического процесса освоения улова для задач ТЭА характеристик НРС.	1. Доклад на МНТК БМФ -2018 г., 2. Статья [2] в журнале МИТ-2018, №3(41), т.1.
2. Сбор статистики, реконструирование и анализ технических характеристик и параметров проектирования современных НРС.	1. Интернет – ресурсы (проспекты НРС и их эксплуатационные характеристики). 2. Методика реконструирования характеристик НРС, [3].	1. База данных по современным НРС (? судов) и результаты реконструирования (12 НРС). 2. Статистический анализ технических характеристик современных НРС как отдельной категории РС. 3. Разработка уравнений НРС. 4. Исследование характеристик остойчивости НРС	1. Доклады на МНТК БМФ-2018 г. и 2019 г. 2. Статья [4] в журнале МИТ-2018 №3(41), т.1. 3. Статья [5] в журнале Вестник АГТУ-2019, № 1, 4. Статья [6] в журнале Известия КГТУ-2019, №3.
3. Отбор судов-претендентов для решения задач пополнения флота.	Модель эксплуатации РС (МЭРС), [7].	1. Модифицированная адаптация модели эксплуатации РС применительно к НРС (МЭНРС). 2. Определена взаимосвязь характеристик эффективности НРС с его основными элементами и энерговооруженностью судна при вариациях состояния сырьевой базы района промысла.	1. Доклад на МНТК БМФ-2019 г. 2. Статья [8] в журнале МИТ-2018, №1(43), т.3.
4. Разработка аппарата оптимизационного проектирования НРС и примера его использования	Модель проектирования малого РС (МНРС), [9].	1. Модель проектирования среднетоннажного НРС. 2. Результаты оптимизационных исследований характеристик НРС.	1. Доклад на МНТК БМФ-2019 г. 2. 4.Статья [10] в журнале Известия КГТУ-2019, №4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Иванов В.П. Техничко-экономические основы создания рыболовных судов: учебник Калининград: БГАРФ, 2010. – 275с.

2 Зыонг В.Т., Иванов В.П. Об использовании среднетоннажных наливных рыболовных судов для морского рыболовства СРВ. - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2018, №3(41), т.1, с. 104-110.

3 Иванов В.П., Дудин С.Д., Курдюков С.Г. О реконструировании параметров проектирования современных рыболовных судов наливного типа. - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2016, №3(33), т.2, с. 18-25.

4 Иванов В.П., Дудин С.Д., Зыонг В.Т. Анализ характеристик современных малотоннажных и наливных рыболовных судов для задач их проектирования. - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2017, №3(37), т.1, с. 48-56.

5 Зыонг Ван Тхань. Исследование характеристик вместимости современных среднетоннажных рыболовных судов наливного типа // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019 № 1. С. 7–14.

6 Зыонг В.Т. Исследование характеристик остойчивости современных среднетоннажных рыболовных судов наливного типа. Калининград: Известия КГТУ, 2019, №3.- С.178-176

7 Иванов В.П., Дудин С.Д., Курдюков С.Г. Математическое моделирование эксплуатации современного рыболовного судна при освоении его улова. - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2016, №3(33), т.2, С. 62-66.

8 Зыонг В.Т., Иванов В.П. К анализу влияния характеристик среднетоннажных наливных рыболовных судов на их эффективность. - СПб: Морские интеллектуальные технологии, 2019, №1(43), т.3, С. 33-37.

9 Иванов В.П., Нго Д.Т. Математическая модель наливного рыболовного судна для задач технико-экономического анализа его характеристик. - Калининград: Материалы X междунар. конф..., БГАРФ, 2012. -С. 131-137.

ON FORMATION OF METHODOLOGY FOR FEASIBILITY STUDY OF A FISHING VESSEL

Ivanov Vladimir Pavlovich, Dr. Sci. Tech., the professor of department of shipbuilding
Duong Van Thanh, Post-graduate student of department of shipbuilding

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: dtn.ivanov@yandex.ru, duongvthanh@gmail.com

The article provides a schematic representation of the development of analytical methodology for feasibility study of a fishing vessel and its implementation on the example of medium-tonnage RSW type fishing vessel for marine fishing in Vietnam. According to the results of the adopted approach to the feasibility study, the conditions and tasks of the subsequent practical development of the new fishing vessel's preliminary design are determined.

УДК 621.791:624

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СВАРКИ СУДОВЫХ ЛИСТОВЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Игушев Валерий Федорович, канд. техн. наук, доцент
Веревкин Валерий Иванович, д-р техн. наук, профессор
Терюшева Светлана Александровна, канд. хим. наук, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: igushev_tmm@bga.gazinter.net

На основании экспериментальных данных показано, что при использовании сварочной проволоки Св-10НМА при автоматической сварке под смесью флюсов АН-348А+АН60 судовой бортовой стали D40S сварной шов имеет структуру перлита с небольшим количеством феррита. Металл

шва пластичный и не требует подогрева при сварке. Сварной шов имеет повышенную прочность, пластичность и особенно ударную вязкость при пониженных температурах. Применение данной проволоки позволит повысить механическую и коррозионную стойкость сварных швов

В последние годы в связи с освоением северного морского пути возникла необходимость в изготовлении судовых металлоконструкций, особенно бортов судна в северном исполнении. К данным металлоконструкциям предъявляются повышенные требования по механическим свойствам, коррозионной стойкости и особое внимание уделяется ударной вязкости при отрицательных температурах.

При изготовлении судовых металлоконструкций применяются в основном низколегированные стали. Широкое применение нашла хромокремнемарганцовистая сталь D40S. Эта сталь в основном применяется при изготовлении борта судна. Химический состав и механические свойства стали D40S по ГОСТ 52927-2008 приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Химический состав судостроительной стали

№ п/п	Марка стали	Химический состав стали, %								
		Si	Cr	Ni	Cu	Mn	C	Mo	S	P
1	D40S	0,80-1,10	0,60-0,90	0,50-0,80	0,40-0,60	0,50-0,80	≤0,12	0,08	≤0,015	≤0,020

Таблица 2

Механические свойства и ударная вязкость судостроительной стали

№ п/п	Марка стали	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Относит. удлинение δ , %	Ударная вязкость KCV, Дж/см ² при T= -40°C
1	D40S	530-690	≥ 390	20	36

При анализе составов судостроительных сталей видно, что сталь D40S в отличие от других сталей содержит большее количество легирующих элементов, особенно это касается хрома, кремния, марганца, меди и никеля. Сталь D40S обладает удовлетворительной свариваемостью, повышенным пределом прочности и пределом текучести и малой склонностью к хрупкому разрушению. Повышенные механические свойства обеспечиваются химическим составом стали. Применение этих сталей обеспечивает надежную работу судовых металлоконструкций в течение длительного времени [1]. Однако при практическом использовании стали D40S возникают трудности при сварке этой стали. При большой скорости охлаждения возможно образование структур закалки в зоне термического влияния, что нежелательно. Этому способствует повышенное содержание хрома и кремния в стали.

Борта судна изготавливают из листовой стали повышенной толщины. Для сварки листов используется в основном автоматическая сварка под флюсом. Сварка осуществляется с двух сторон. При автоматической дуговой сварке судостроительных сталей под флюсом широко применяются марганцовистые сварочные проволоки типа Св-08ГА [2]. Эти проволоки при сварке под окислительно-восстановительными флюсами образуют металл шва, близкий по прочности с основным металлом, обладающий достаточной пластичностью. Сварные соединения, полученные при использовании проволоки Св-08ГА, стойкие при положительных температурах, обладают высокой ударной вязкостью, но при снижении температуры эксплуатации ударная вязкость сварных швов снижается и для металлоконструкций, которые будут эксплуатироваться при отрицательных температурах, не рекомендуется использование этой проволоки. Кроме того сварной шов по составу и механическим свойствам должен быть близок к основному металлу. Сварочная проволока Св-08ГА не обеспечивает выполнение этих требований. Для сварки сталей повышенной прочности рекомендуется применять сварочные проволоки, которые бы обеспечивали высокие механические

ские свойства и повышенные значения ударной вязкости при отрицательных температурах и содержащие легирующие элементы, повышающие коррозионную стойкость сварных соединений.

В машиностроении при сварке металлоконструкций, которые изготавливаются из низколегированных сталей и эксплуатируются в условиях отрицательных температур используют иногда низколегированную проволоку типа Св-10НМА, содержащую никель и молибден [3]. Состав этой проволоки по ГОСТ 2246-70 приведен в таблице 3.

Таблица 3

Химический состав сварочной проволоки марки Св-10НМА

№ п/п	Марка проволоки	Химический состав проволоки, %							
		C	Si	Mn	Ni	Mo	Cr	S	P
1	Св-10НМА	0,07-	0,12-	0,40-	1,00-	0,40-	до 0,2	до	до
		0,12	0,35	0,70	1,50	0,55		0,025	0,020

Согласно литературным данным [3], с точки зрения повышения коррозионной стойкости сварных соединений, желательно иметь состав сварного шва таким, чтобы его электродный потенциал был равен или незначительно выше потенциала основного металла и зоны термического влияния. Никель и молибден, содержащиеся в этой стали должны повышать электродный потенциал и снижать склонность к электрохимической коррозии сварных швов.

При сварке низколегированных сталей сварочной проволокой Св-10НМА возможно образование структур закалки и швы часто получают со структурой нижнего бейнита и небольшого количества феррита, обладающие высокой прочностью и ударной вязкостью [1].

В работе изучили возможность использования сварочной проволоки Св-10НМА при сварке судостроительной стали D40S автоматическим способом под смесью флюсов АН-348А + АН60 [2].

При сварке бортов суден используется листовая сталь D40S толщиной до 20 мм. Автоматическая дуговая сварка бортов суден под флюсом осуществляется по ГОСТ 8713-79 по типу С7 встык без разделки кромок или С12 со скосом одной кромки с одной стороны. В работе сваривали образцы из стали D40S толщиной 16 мм размером 200×600 мм. Сварка стыковых швов без разделки кромок проводилась с двух сторон. В качестве присадочного металла использовалась проволока Св-10НМА (ГОСТ 2246-70) диаметром 5 мм. Для исследования была использована смесь флюсов АН-348А + АН60 в соотношении 1:1 [2]. Применение смеси флюсов АН-348А + АН60 позволило использовать положительные характеристики обоих флюсов, а именно уменьшить скорость протекания окислительно-восстановительных процессов и получить хорошее формирование сварных швов. Флюс АН-348А окислительно-восстановительный обеспечивает более глубокое проплавление, хорошее формирование шва. Но этот флюс имеет отрицательные свойства, он способствует интенсивному окислению легирующих элементов в сварном шве. Для уменьшения скорости протекания окислительных процессов применяется добавка флюса АН-60.

При определении режима сварки учитывали, что при выполнении проходов основной металл должен переплавляться на 0,6-0,65 толщины металла. Режимы сварки должны обеспечивать скорость охлаждения металла шва и зоны термического влияния в пределах допустимых для стали D40S и наплавленного металла 10НМА. При отработке режимов сварки стыковых швов записывали термические циклы металла вблизи шва с помощью термопары ВР 5/20 и самописца КСП-4. Затем кривую охлаждения накладывали на термокинетическую диаграмму распада аустенита для стали типа D40S и 10НМА. При выбранных режимах сварки кривые охлаждения должны были способствовать образованию ферритно-перлитной структуры металла шва и зоны термического влияния.

Сварку образцов проводили автоматическим способом под флюсом с двух сторон на следующих режимах: сварочный ток $I_{св}=650$ А, напряжение на дуге $U_{д}=35$ В, скорость сварки $V_{св}=21$ м/ч, диаметр проволоки $d=5$ мм. После сварки, изучали поверхность металла шва, готовили образцы и макрошлифы.

Макроструктуру поперечного сечения сварных соединений выявляли методом глубокого травления в 50% растворе соляной кислоты. Вид образца для металлографического исследования

представлен на рисунке 1. Пробу вырезали из сваренных пластин из стали D40S. Сварное соединение состоит из участка сварного шва, зоны термического влияния и основного металла.

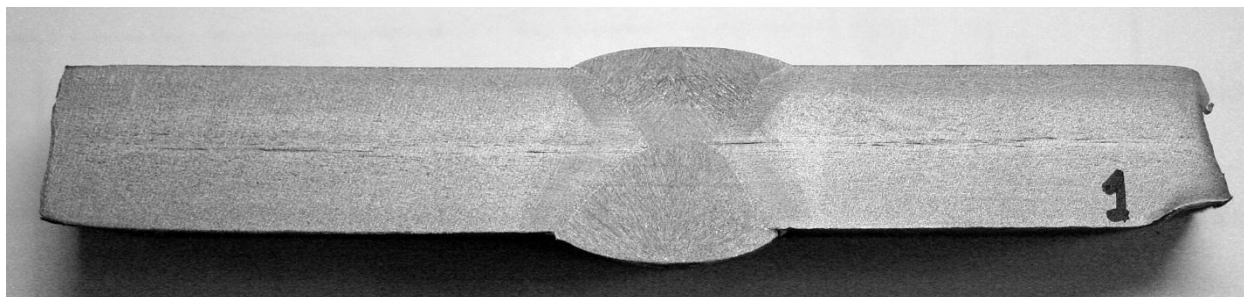


Рис.1 Вид исследуемого образца

Микроструктуру изучали на поперечном шлифе. Для травления металла использовали 4% спиртовой раствор азотной кислоты. Исследование проводилось с помощью металлографического микроскопа при различных увеличениях. На поверхности шлифа наблюдаются следующие участки: сварной шов, зона термического влияния и основной металл. На рисунке указана зона сварного шва 10НМА. На практике состав этой зоны определяется видом подготовки кромок металла под сварку стыкового шва. При сварке шва без разделки кромок шов сварной шов состоит примерно на 50% из металла проволоки, остальное переплавленный основной металл. При разделке одной кромки с одной стороны сварной шов состоит из металла проволоки на 70%, остальное переплавленный основной металл.

Структура основного металла состоит из мелких зерен феррита и пластинчатого перлита (рисунк 2).

Структура сварного шва представлена на рисунке 3. На всей протяженности сварного шва пор и непроваров не наблюдается. Трещины в металле шва отсутствуют.

При микроисследовании установлено, что сварной шов состоит из наплавленного металла и участка термического влияния. Последний наблюдается со стороны основного металла при переходе границы сплавления наплавленного с основным металлом. Участок термического влияния, состоит из зоны перегретого металла, нормализованного и отпущенного шириной соответственно 0,3, 0,6 и 0,55 мм. Вне зоны термического влияния наблюдается неизменная структура основного металла.

Зона наплавленного металла имеет дендритное строение и состоит из крупных зерен феррита и прослоек сорбитообразного перлита (рис. 3 а, б). На участке термического влияния зона перегретого металла имеет видманштеттовую структуру (рис.3 б). Такая структура образуется в интервале температур 1000-1300 °С. При указанной температуре при частичном расплавлении зона перегретого металла значительно обогащается углеродом.

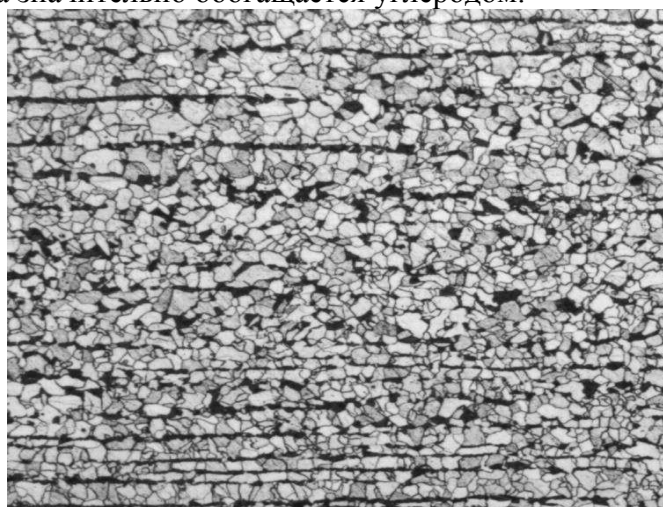
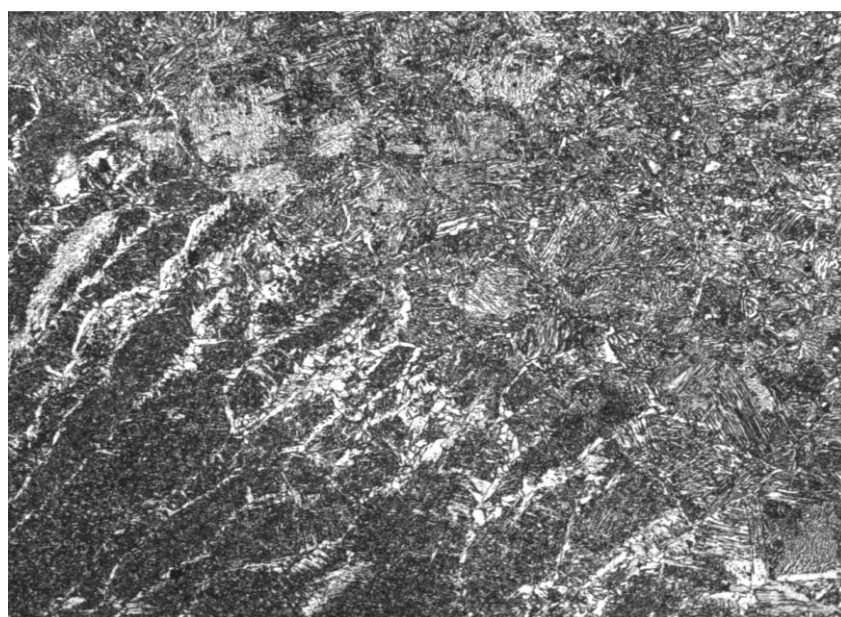
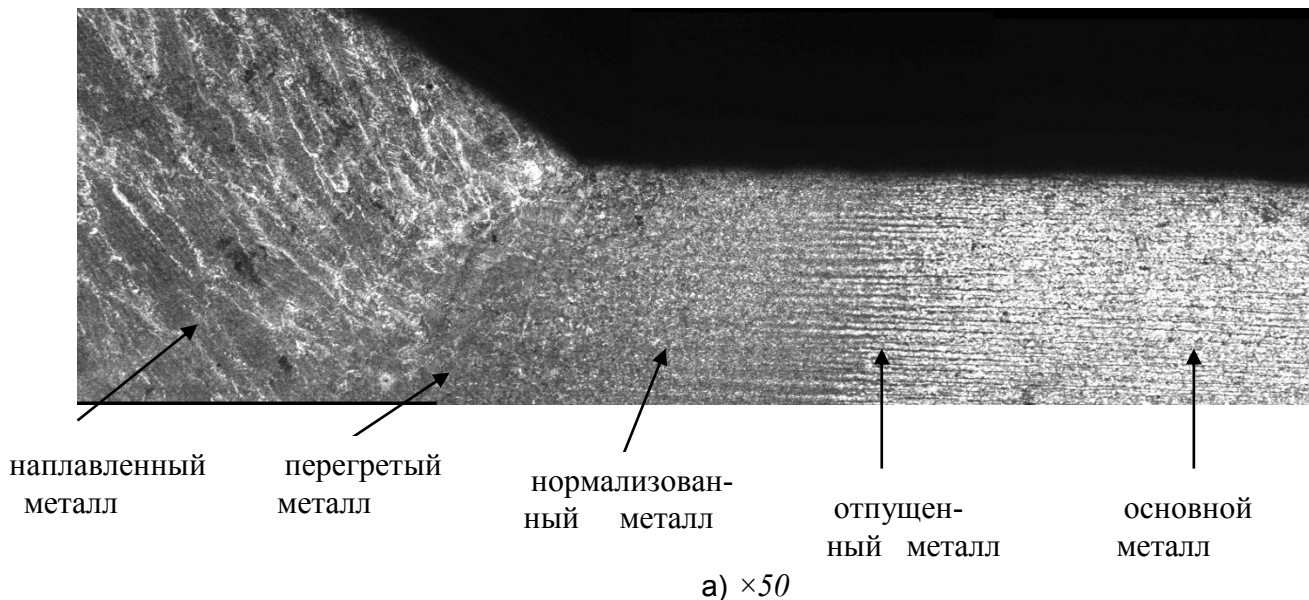


Рис.2 – Структура основного металла (D40S), ×100



б) $\times 100$

Рис.3 Фрагмент сварного шва

Следующая зона нормализованного металла образуется при температуре нагрева $800-900^{\circ}\text{C}$ и имеет мелкозернистое строение.

Зона отпущенного металла в сварном шве формируется при температуре $700-800^{\circ}\text{C}$. На этом участке структура претерпевает частичное превращение и состоит из зерен феррита и скоагулированного перлита.

В зоне сплавления наплавленного и основного металла недопустимых дефектов сварки, таких как неметаллических включений, пор не обнаружено. Структуры мартенсита также не было обнаружено.

Рекомендуемая для сварки ответственных бортов судов из стали D40S, работающих при отрицательных температурах, сварочная проволока Св-10НМА в отличие от Св-08ГА содержит больше углерода, а также никель и молибден, которые значительно повышают механические свойства шва и ударную вязкость при отрицательных температурах. Данная проволока способствует получению мелкозернистой структуры шва. Хорошие результаты при сварке низколегированной стали D40S были получены при использовании проволоки Св-10НМА под смесь флюсов АН-60 и АН-348-А [2]. Механические свойства металла шва и ударная вязкость превышали до-

пустимые значения при отрицательных температурах. Формирование шва хорошее с плавным переходом к основному металлу.

При рассмотренной схеме сварки стыковых швов листовой стали D40S получаемый металл шва состоит в основном из металла, полученного переплавлением основного металла D40S и электродного металла Св-10НМА. Механические свойства сварных соединений и швов определяли при температуре 20⁰С, ударную вязкость металла шва и зоны термического влияния (ЗТВ) KCV определяли при температуре -40⁰С.

Для проведения механических испытаний и определения ударной вязкости изготавливали стандартные образцы (ГОСТ 6996-66). Образцы для определения ударной вязкости вырезали поперек направления шва. Ударную вязкость определяли по результатам испытаний металла шва (ось надреза совпадала с осью шва) и на линии сплавления (ось надреза совпадала с линией сплавления).

По результатам испытаний получены следующие результаты по сварному шву: временное сопротивление разрыву 575 МПа, предел текучести 421 МПа, относительное удлинение 27 % и ударная вязкость при температуре -40⁰ составила KCV = 41 Дж/см². Полученные результаты немного превышают рекомендуемые значения механических свойств и ударной вязкости для судов, работающих в условиях низких температур.

В работе определили склонность металла шва к коррозии косвенным методом, предложенным в работе [4]. Как показали более ранние исследования, электрический потенциал стали в большей степени зависит от состава металла. Основной металл D40S с содержанием кремния 0,90-0,95% при разности температур $\Delta t=20^0\text{C}$ между внутренней и внешней обшивкой судна имел разность потенциалов 20 мкВ. Сварные швы, сваренные проволокой Св-10НМА под смесь флюсов АН-348А+АН-60, содержащие кремний, никель, молибден и медь имели разность потенциалов 24 мкВ. Разница электрических потенциалов основного металла и сварного шва уменьшилась по сравнению с разницей электродного потенциала шва при сварке стали D40S проволокой Св-08ГА, что должно привести к повышению коррозионной стойкости сварного соединения.

Вывод Установлено, что использование сварочной проволоки Св-10НМА для сварки судостроительной стали D40S под смесью флюсов АН-348А + АН-60 в соотношении 1:1 способствовало увеличению механической прочности и ударной вязкости сварных швов при отрицательной температуре и повышению коррозионной стойкости сварных соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Грабин В.Ф. Металловедение сварки плавлением.- Киев: Наукова думка, 1983.- 416с.
- 2 Влияние состава флюса на механические свойства и содержание неметаллических включений в сварных швах при сварке судостроительных сталей. //В.Ф. Игушев, В.И. Веревкин, И.В. Безсмолова и др. // Балтийский морской форум. Материалы VI Международного Балтийского форума 3-5 сентября 2018г.- С. 157-163.
- 3 Основы сварки судовых конструкций. /С.Б. Андреев, В.С. Головченко, В.Д. Горбач и др.. – Спб.: Судостроение, 2006. - 552с.
- 4 Веревкин В.И., Игушев В.Ф., Терюшева С.А. //Морские интеллектуальные технологии. Повышение стойкости к коррозии судовых металлоконструкций. - 2017. - Т.38.- №4. - С.69-75.

RESEARCH AND DEVELOPMENT OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS WELDING SHIP'S SHEET METAL STRUCTURES, OPERATED IN THE CONDITIONS OF LOW TEMPERATURES

Igushev Valery Fedorovich, cand. tech. Sciences, Associate Professor
Verevkin Valery Ivanovich, Dr. Tech. sciences, professor
Teryusheva Svetlana Aleksandrovna, cand. chemical sciences, associate professor

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: igushev_tmm@bga.gazinter.net

On the basis of experimental data, it was shown that when using Sv-10NMA welding wires for automatic welding under the AN-348A + AN60 flux mixture of ship boron steel D40S, the weld has a perlite structure with a small amount of ferrite. The weld metal is ductile and does not require heating during welding. The weld has increased strength, ductility, and especially toughness at lower temperatures. The use of this wire will increase the mechanical and corrosion resistance of welds.

УДК 629.5.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ И КРИТИЧЕСКОЙ МЕТАЦЕНТРИЧЕСКОЙ ВЫСОТЫ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДНИХ РЫБОЛОВНЫХ ТРАУЛЕРОВ

¹Коробчинский Валерий Анатольевич, соискатель

²Бугакова Нина Юрьевна, д-р пед. наук, профессор

²Дятченко Сергей Васильевич, д-р техн. наук, доцент

¹ООО «Техцентр»,

Калининград, Россия, e-mail: val-kor@mail.ru

²ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

Калининград, Россия, e-mail: bugakova@klgtu.ru, svd.ks@mail.ru

Одними из важнейших показателей эксплуатационных качеств рыболовных судов являются характеристики качки. Для проектанта важно оценить на начальных стадиях проектирования возможные характеристики качки исходя из основных элементов средних рыболовных траулеров, чтобы избежать превышения нормативных величин по качке и добиться умеренной качки на волнении до 7 баллов. Выполнены исследования характеристик качки для известных проектов двухпалубных рыболовных траулеров

На начальных стадиях проектировании новых рыболовных траулеров, важно иметь статистические данные об основных элементах, форме корпуса, архитектурно-конструктивном исполнении, мореходных, прочностных, вибрационных и экономических качествах известных проектов однотипных рыболовных судов. Использование методов вариаций и последовательных приближений, а также соответствующих для типовых проектов судов математических моделей, обеспечивает полноту исследований и обоснованный качественный результат принятых проектных решений. Анализ литературных источников показал, что методические основы расчетов качки судов изложены в работе [1], основы плавучести и остойчивости промысловых судов в [2], методы оценки мореходных качеств судов изложены в работе [3], а теория проектирования рыболовных судов представлена в работе [4]. Представленные в работах методические материалы позволяют выполнять научные исследования в области мореходных качеств рыболовных судов. Вместе с тем, анализ литературных источников показал, что на начальных этапах проектирования судов для предварительной оценки качеств рассматриваемых вариантов проекта разрабатываемого судна возникает необходимость экспресс контроля качки. Целью выполненных исследований является исследование качки известных проектов и разработка положений для методического обеспечения по экспресс контролю характеристик качки средних рыболовных траулеров на начальных стадиях их проектирования. Для восьми проектов средних рыболовных траулеров с расчетной длиной от 50,6 до 56,6 м. построены теоретические чертежи и гидростатические кривые, а также выполнены исследования вертикальной, бортовой и продольной характеристик качки. Первым шагом стало определение периодов собственных колебаний корпуса судна на тихой воде.

В соответствии с [1], период собственных вертикальных колебаний корпуса судна на тихой воде определяется по формуле:

$$T_{\zeta} = 2\pi \sqrt{\frac{M + \lambda_{33}}{\gamma S}}, \quad (1)$$

где: T_{ζ} - период собственных вертикальных колебаний корпуса судна, с; S - площадь ватерлинии m^2 ; M - масса судна, т; λ_{33} - присоединенные массы воды, т; γ - удельный вес морской воды, kH/m^3 .

С учетом допущения, что присоединенная масса при вертикальных колебаниях имеет один порядок с массой самого судна, $\lambda_{33} \approx M = \frac{D}{g}$, где g - ускорение силы тяжести, весовое водоизмещение $D = \gamma \chi S T$, а для большинства современных морских судов $\chi \approx 0,75$, расчетная формула для оценки периода собственных колебаний корпуса рыболовного траулера от осадки T имеет вид:

$$T_{\zeta} = 2\pi \sqrt{\frac{2D}{g\gamma S}} = 2\pi \sqrt{\frac{2\gamma \chi S T}{g\gamma S}} \approx 2,5\sqrt{T}, c., \quad (2)$$

В соответствии с [1], период собственных бортовых колебаний корпуса рыболовного судна определяется по формуле:

$$T_{\theta} = 2\pi \sqrt{\frac{Dc^2 B^2}{g D h_0}} \approx \frac{c B}{\sqrt{h_0}}, c., \quad (3)$$

где h_0 - начальная поперечная метацентрическая высота, м; c - инерционный коэффициент, значения которого во всех обычных состояниях нагрузки масс для добывающих промысловых судов имеет вид:

$$c = 0.7487 + 0.0456 \frac{B}{T} - 0.0864 \frac{L}{100}, \quad (4)$$

В соответствии с [1], период собственных килевых колебаний корпуса рыболовного судна определяется по формуле

$$T_{\psi} = 2\pi \sqrt{\frac{I_y + \lambda_{55}}{D H_0}} \approx 2.4\sqrt{T} \quad (5)$$

С использованием формул (2) - (5) выполнены расчеты периодов собственных вертикальных, бортовых и килевых колебаний корпусов рыболовных судов на тихой воде, представленных в табл. 1

Таблица 1

**Расчетные величины периода вертикальных, бортовых, килевых колебаний
для средних двухпалубных рыболовных траулеров на тихой воде
для средних двухпалубных рыболовных траулеров на тихой воде**

№ п/п	Название судна	L_{mm} , м	B , м	H , м	T , м	h_0 , м	c	T_{ζ} , с	T_{θ} , с	T_{ψ} , с
1	Норвежец 1	50,60	13,20	8,00	6,00	1,617	0,805	6,124	8,36	5,879
2	Баренцево море	52,00	13,00	8,90	4,87	0,409	0,825	5,517	16,78	5,296
3	Норвежец 2	53,60	13,20	8,00	6,00	1,616	0,803	6,124	8,34	5,879
4	Ариус	54,00	11,70	7,49	5,07	0,774	0,807	5,629	10,74	5,404
5	Оболонь	55,00	13,80	9,20	5,30	1,294	0,820	5,755	9,95	5,525
6	Невельск	55,60	13,00	8,85	6,54	0,630	0,791	6,393	12,96	6,138
7	Норвежец 3	56,60	13,20	8,00	6,00	1,619	0,800	6,124	8,30	5,879
8	Орленок	55,00	13,80	9,20	5,21	1,300	0,822	5,706	9,95	5,478
9	Минимум	50,60	11,70	7,49	4,87	0,409	0,791	5,517	8,30	5,30
10	Максимум	56,60	13,80	9,20	6,54	1,619	0,825	6,393	16,78	6,14

Расчеты качки судов на нерегулярном волнении, выполненные М.Э. Моисеевой [4] показали, что наиболее сильное влияние на амплитуды бортовой качки оказывает период собственных колебаний корпуса судна на тихой воде. Предложены независимые критерии и нормативы для обеспечения умеренности качки:

- критерий промысловой работы (для добывающих судов): амплитуда качки $\theta_{3\%} \leq 18^\circ$;
- критерий работоспособности рыбообработчиков (для обрабатывающих судов): амплитуда линейной скорости у борта $v_{3\%} \leq 1,25 \text{ м/с}$;
- критерий швартовки: $\theta_{3\%} \leq 7^\circ$;

Вышеизложенные критерии могут быть использованы для проверки уже спроектированного судна. Согласно [4] любое из трех условий умеренности качки можно представить в виде неравенства:

$$T_\theta \geq T_{кр},$$

где T_θ – период собственных бортовых колебаний судна на тихой воде.

Таблица 2

Критические значения периодов собственных бортовых колебаний судна по критериям качки

№ п /п	Название судна	Инерционный коэффициент с	$T_\theta, \text{с}$	$T_{кр}, \text{с}$			
				4 балла	5 баллов	6 баллов	7 баллов
1	Норвежец 1	0,81	8,36	6	8	10	12
2	Баренцево море	0,83	16,78	6	8	10	12
3	Норвежец 2	0,80	8,34	6	8	10	12
4	Ариус	0,81	10,74	6	8	10	12
5	Оболонь	0,82	9,95	6	8	10	12
6	Невельск	0,79	12,96	6	8	10	12
7	Норвежец	0,80	8,30	6	8	10	12
8	Орленок	0,82	9,95	6	8	10	12

Таблица 3

Критическая метацентрическая высота по условиям качки

№	Название	$h_0, \text{м}$	В, м	4 балла		5 баллов		6 баллов		7 баллов	
				$T_{кр}, \text{с}$	h кр, м	$T_{кр}, \text{с}$	h кр, м	$T_{кр}, \text{с}$	h кр, м	$T_{кр}, \text{с}$	h кр, м
1	Норвежец 1	1,617	13,20	6	3,175	8	1,786	10	1,143	12	0,794
2	Баренцево море	0,409	13,00	6	3,080	8	1,732	10	1,109	12	0,770
3	Норвежец 2	1,616	13,20	6	3,175	8	1,786	10	1,143	12	0,794
4	Ариус	0,774	11,70	6	2,494	8	1,403	10	0,898	12	0,624
5	Оболонь	1,294	13,80	6	3,470	8	1,952	10	1,249	12	0,868
6	Невельск	0,630	13,00	6	3,080	8	1,732	10	1,109	12	0,770
7	Норвежец 3	1,619	13,20	6	3,175	8	1,786	10	1,143	12	0,794
8	Орленок	1,300	13,80	6	3,470	8	1,952	10	1,249	12	0,868

 в норме

 не в норме

ВЫВОДЫ

1 В работе приведены результаты исследований по оценке влияния главных размерений средних двухпалубных траулеров на характеристики вертикальной, бортовой и килевой качки на тихой воде. Определены собственные периоды килевой, бортовой и вертикальной качки.

2 Определены критические значения периодов собственных бортовых колебаний и проведено их сравнение с периодами собственных бортовых колебаний, в результате чего определены диапазоны умеренной качки по условиям промысловой работы для рассматриваемых судов при волнении в диапазоне от 4 до 7 баллов.

3 По результатам сравнения значения критических метацентрических высот с метацентрическими высотами по каждому судну, определены диапазоны умеренной качки по условиям промысловой работы для рассматриваемых судов при волнении в диапазоне от 4 до 7 баллов. Предложены рекомендации по выбору основных элементов судна, отвечающих требованиям к качке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Маков Ю.Л. Качка судов: учеб. пособие / Ю.Л. Маков. – Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО «КГТУ», 2007. - 322 с.

2 Малышев А.Н. Плавучесть и остойчивость промысловых судов. - М.: Мир. 203. – 272 с.

3 Мореходность судов и средств океанотехники. Методы оценки: Монография / ФГУП «Крыловский государственный научный центр». СПб, 2013. - 256 с.

4 Раков А.И. «Проектирование промысловых судов»/ А.И. Раков, Н.Б. Севастьянов.- Л.: Судостроение, 1981. - 376 с.

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF QUALITY AND CRITICAL META-CENTRIC HEIGHT AT THE INITIAL STAGES OF DESIGNING MEDIUM FISH TRAWLERS

Korobchinsky Valery Anatolyevich, applicant, project manager for shipbuilding

Bugakova Nina Yuryevna, doctor of pedagogical sciences, professor,
head of the department of SNPP

Dyatchenko Sergey Vasilyevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Head of the Shipbuilding Department

¹LLC “Techcenter”,

Kaliningrad, Russia, e-mail: val-kor@mail.ru

²Kaliningrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: bugakova@klgtu.ru

One of the most important indicators of the operational qualities of fishing vessels are the pitching characteristics. It is important for the designer to evaluate the possible pitching characteristics at the initial stages of design, based on the basic elements of medium fishing trawlers, in order to avoid exceeding standard values and achieve moderate pitching on waves up to 7 points. Studies of pitching characteristics for well-known projects of double-deck fishing trawlers were performed.

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ РАСЧЕТА ПЛАНОВОЙ ТРУДОЕМКОСТИ СБОРКИ СЕКЦИЙ ПРИ ПОДГОТОВКЕ ПРОИЗВОДСТВА В СУДОСТРОИТЕЛЬНЫХ РАБОТАХ

¹Мельников Дмитрий Константинович, конструктор

²Кириченко Елизавета Петровна, магистрант

²Дектярев Александр Владимирович, аспирант

³Морозов Владимир Николаевич, канд. техн. наук., доцент

¹АО «ПСЗ «Янтарь»»

Калининград, Россия, e-mail: dima13.95@mail.ru

²ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

АО «ПСЗ «Янтарь»»

Калининград, Россия, e-mail: liza2405@mail.ru

³ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»

Калининград, Россия, e-mail: mvn3613@gmail.com

Представленная работа является продолжением исследований по повышению точности расчетов плановой трудоемкости на этапе подготовки производства на судостроительных предприятиях. Цель – на основе уже полученных данных разработать программное обеспечение по расчету плановой трудоемкости секционной сборки. Вывод – разработана автоматизированная система расчета, позволяющая существенно понизить разницу между плановой и технологической трудоемкостью, а также упростить методику расчетов при планировании производства

Введение

Нормирование труда и его организация играют решающую роль в повышении производительности – важнейшего фактора снижения себестоимости продукции и роста массы прибыли. Успешная деятельность любого предприятия зависит от четкой организации и нормирования труда, которые позволяют точнее оценить организационно-технологический потенциал компании, определить резервы эффективного использования персонала, условия улучшения организации труда и его оплаты, найти пути нормализации социально-трудовых отношений в коллективе [1].

Методикам повышения качества плановой трудоемкости посвящены труды в таких отраслях, как ракетостроение [2], самолетостроение [3], машиностроение [4], нефтегазовая промышленность [5]. Особенности получения плановых коэффициентов и разработки системы автоматизированного проектирования, которые будут рассмотрены в данной работе, частично затронуты в [6, 7].

В судостроении, непосредственное планирование производства осуществляется на конечном этапе конструкторской подготовки, при готовых детальных технических спецификациях [8]. Однако, это не всегда так. Зачастую, этапы планирование на судостроительных предприятиях происходят при наличии эскизов общего расположения и разбивки, без конкретных конструкторских чертежей секций. В этом случае, в условиях ограниченности информации, повышение точности расчетов плановой трудоемкости и их автоматизация становится актуальной задачей для современного судостроения в аспекте подготовки производства. Автоматизированный процесс расчета плановой трудоемкости может позволить заводу-изготовителю сократить время на подготовку коммерческого предложения и его доведения до Заказчика, предложить Заказчику более выгодное предложение о постройке судна, а также более качественно оценить реальные сроки изготовления судна.

Данная работа является продолжением цикла исследований [9, 10], где были получены уточняющие коэффициенты в формуле для расчета масс секций, которая играет значительную роль в распределении плановой трудоемкости.

Расчеты плановой трудоемкости для корпусного производства при подготовке производства

Планирование трудоемкости в корпусных работах ведется по трем ее составляющим – обработке, сборке и стапельному производству.

По обработке планирование производится на основе запусков, по сборке – на основе масс секций, по стапелю – по длине монтажных соединений. Такое распределение не всегда точно отражает плановую трудоемкость, и, как правило, в итоге она существенно отлична от технологической.

В предыдущих работах [9, 10], рассматривалась формула для расчета масс секций, которая представляет собой произведение удельного веса материала секции, площади поверхности полотно секции, средней толщины секции и коэффициента учета веса набора и других внутренних конструкций секции. Ранее значения коэффициента предлагалось брать в определенных диапазонах, в зависимости от типов секций (днищевые – 1.5-2.2, бортовые – 1.2-1.8, переборки и настилы – 1.1-1.4, объемные высокобортные с переборками и настилами – 2.0-2.5), что давало погрешность, при максимальных коэффициентах, практически в 50%. Поэтому, по статистическому анализу, на основании 7-ми судов различного типа с общим количеством секций – 845 шт. (днищевых – 63, переборки и настилы – 622, бортовых – 149, объемных секций носовой оконечности – 11), были получены новые коэффициенты (см. таблицу 1).

Таблица 1

Зависимость уточняющих коэффициентов от типов секций и шпации

№ п/п	Тип секции				Шпация, м
	днищевые	бортовые	палубные	переборки/выгородки	
1	1.87	2.00	1.30	1.08	0.5
2	2.25	2.40	1.60	1.30	0.6
3	2.61	2.90	1.85	1.50	0.7
4	3.00	3.20	2.10	1.70	0.8

Сравнение новых коэффициентов со старыми приведено в таблице 2

Таблица 2

Отклонения масс секций от их фактических значений по старым и новым коэффициентам

№ п/п	Тип секции	Отклонения от фактических значений масс, %	
		По старым коэффициентам	По новым коэффициентам
1	Носовые объемные	41.50	9.52
2	Днищевые	46.40	5.30
3	Бортовые	70.60	8.00
4	Палубные	44.25	5.40
5	Переборки/выгородки	40.95	5.10
<i>Средние значения погрешностей</i>		<i>48.74</i>	<i>6.67</i>

Это позволило сделать вывод о том, что в ранней формуле не были учтены многие параметры, необходимые для расчета масс секций. Предложенные коэффициенты позволили добиться значительного уменьшения погрешностей в 7 раз (на 86%).

Разработка ПО автоматизированного расчета плановой трудоемкости

После получения новых уточняющих коэффициентов, было решено разработать программное обеспечение для автоматизации процесса расчета плановой трудоемкости. Для этого, были проанализированы существующие возможности относительно выбора модели жизненного цикла программного продукта, языка программирования и алгоритма работы ПО.

2.1 Выбор модели жизненного цикла

Модель жизненного цикла программного обеспечения характеризует подход команды к разработке программного продукта. Она отражает акценты и приоритеты во всем процессе изготовления программы, а также порядок следования этапов создания программных продуктов.

В результате анализа 6-ти моделей (каскадная (водопадная) модель, V-образная модель, модель прототипирования, модель быстрой разработки (RAD-модель), итерационная модель, спиральная модель) была выбрана спиральная модель разработки программного обеспечения. Она наиболее полно удовлетворяет требованиям проектирования автоматизированной системы расчета трудоемкости сборочно-сварочного производства судостроительной верфи. В спиральной модели все этапы разработки последовательно повторяются по кругу до тех пор, пока текущая версия программы не станет полностью соответствовать требованиям (рисунок 1).



Рис. 1 Спиральная модель разработки программного обеспечения

2.2 Выбор языка программирования

Выбор языка программирования является одной из самых важных задач, стоящей перед разработчиком ПО. При его выборе необходимо понимать специфику разрабатываемой программы. От его выбора будет зависеть работоспособность ПО, которое разработчик хочет получить на выходе. В настоящее время существует множество различных языков программирования, которые ориентированы на выполнение тех или иных задач.

В нашем, случае, в результате анализа 8-ми языков (FORTRAN, ALGOL, COBOL, LISP, BASIC, FOURTH, PASCAL, -C, C++), в качестве языка программирования был выбран язык BASIC.

Такой выбор обусловлен удобством работы с языком программирования, базовыми знаниями работы, широким спектром решаемых языком задач, удобством работы с загружаемыми в программный продукт базами данных.

2.3 Выбор алгоритма программного продукта

Алгоритм программы – это точное предписание (совокупность последовательных шагов, схема действий), которое определяет процесс перехода от первичных данных к желаемому результату. Существует две формы алгоритма – словесное описание и графическое представление в виде блок-схем. Алгоритм в виде блок-схем дает возможность программисту понять последователь-

ность действий и команд, которые будут выполнены для получения решения поставленной задачи, а также убедиться в правильности и корректности ее понимания.

Первым шагом при расчете трудоемкости будет выбор типа секции (рисунок 2). После выбора, задаются параметры, учитываемые при написании кода программы.



Рис. 2 Стартовое окно ПО

Следующим шагом работы, при нажатии кнопки «Далее», всплывает новое окно параметров (рисунок 3, слева, вверх), которое позволяет выбрать размер шпации (рисунок 3, справа, вверх) и тип материала из выпадающего списка (рисунок 3, слева, низ). В остальные ячейки данные вводятся вручную (рисунок 3 справа, низ). Исходя из выбранных параметров и внесенных значений, соблюдая все условия, учитываемые в программном коде, можно произвести расчет.

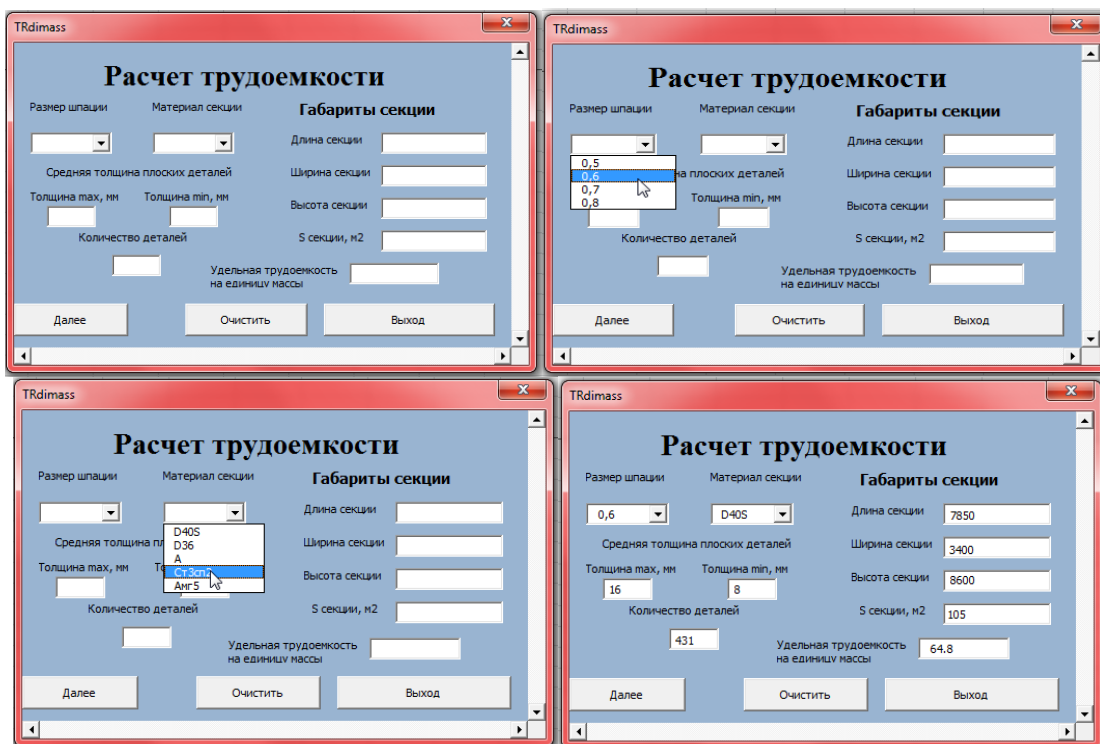


Рис. 3 Интерфейс ПО

4). Результаты расчета представляются в виде таблицы в третьем всплывающем окне (рисунок

Рис. 4 Результаты расчета

Также, в ПО имеется возможность произвести перерасчет, вернувшись к окну ввода параметров. В дальнейшем, предусмотрено введение обновлений для программы с целью оптимизации имеемых параметров и выводом итоговых значений в печатную форму. Также, в будущем необходимо составить улучшенную и более точную методику расчета плановой трудоемкости относительно обработки и стапельного производства.

2.4 Программный код

Поскольку любой программный продукт является частной интеллектуальной собственностью, он подлежит обязательной сертификации и лицензированию. В данной работе приводится лишь фрагмент программного кода разработанной автоматизированной системы по расчету плановой трудоемкости сборочно-сварочного производства судостроительного предприятия (таблица 3)

Таблица 3

Фрагмент программного кода ПО

№ п/п	Наименование операции	Кодировка
1	Задача переменных	<pre>Private Sub Command1_Click() Dim D, S1, S2, S3, S4, D1, D2, D3, D4, B1, B2, B3, B4, P1, P2, P3, P4, l, l1, h1, h2, Kv, Sm, dd1, RR, Dm, d1, Sb, St, So, Bo, Tj, KSb, Nt, Ksc, Kd, Ke, w, Nu, KDb, KDh1, KDh2, KDI, KD11, Dr, DRm, Nd, Vo, Mo As Integer D = Val(Text1.Text) l = Val(Text2.Text) l1 = Val(Text3.Text) h1 = Val(Text4.Text) h2 = Val(Text5.Text) d1 = Val(Text6.Text) dd1 = Val(Text7.Text) dd1 = Val(Text8.Text)</pre>
2	Задача условий	<pre>If Option1.Value = True Then Kv = 0.5 If Option2.Value = True Then Kv = 0.6 If Option2.Value = True Then Kv = 0.7 If Option2.Value = True Then Kv = 0.8 End If KSb = Bo * D Text12.Text = KSb Tj= KSb*Nt</pre>

3	Вывод данных	<pre>Text24.Text = S4 Dr = Dm * KDb * KDh1 * KDh2 * KDl * KDl1 Text29.Text = Dr DRm = *D Text30.Text = DRm Nd = DRm / Dr Text31.Text = Nd If Nd < 3 Then MsgBox End If If Nd > 5 Then MsgBox End If Vo = 0.484 * (h1 * h2 * Kv * (dd1 - d1) * (2 * D + h1) * (1 - l1) * (D ^ 2 - (dd1) ^ 2)) Text32.Text = Vo Mo = RR * Vo Text33.Text = Mo End If End Sub</pre>
4	Инициализация ввода параметров	<pre>Private Sub Command2_Click() End End Sub Private Sub Command3_Click() Text1.Text = "" Text2.Text = "" Text3.Text = "" Text4.Text = "" Text5.Text = "" Text6.Text = "" Text7.Text = "" Text12.Text = "" Text13.Text = "" Text14.Text = "" Text15.Text = "" Text16.Text = "" Text17.Text = "" End Sub</pre>
5	Инициализация параметров ComboBox	<pre>Private Sub UserForm_Initialize() ComboBox1.AddItem "D40S" ComboBox1.AddItem "D36" ComboBox1.AddItem "A" ComboBox1.AddItem "Ст3сп2" ComboBox1.AddItem "Амг5" ComboBox2.AddItem "0,5" ComboBox2.AddItem "0,6" ComboBox2.AddItem "0,7" ComboBox2.AddItem "0,8" End Sub</pre>

Заключение

Одной из наиболее значимых задач отдела конструкторско-технологической подготовки производства является снижение несоответствия плановой и технологической трудоемкости, упрощение написания технолого-нормировочных карт, снижение времени на их разработку и выпуск.

Используемые методы расчета плановой трудоемкости на судостроительных предприятиях имеют довольно высокую расчетную погрешность и требуют последующей корректировки после определения технологической трудоемкости. Также, расчет плановой трудоемкости, как правило, требует значительных затрат рабочего времени инженеров по подготовке производства.

В представленной работе были продолжены исследования относительно улучшения методик расчета плановой трудоемкости сборки секций на этапе подготовки производства и разрабо-

тано программное обеспечение, полностью автоматизирующее процесс расчетов и делающее его менее затратным и более упрощенным.

В будущем, представленное программное обеспечение будет модернизировано под расчет плановой трудоемкости относительно обработки и стапельного производства и полностью автоматизирует весь цикл по планированию корпусных работ на судостроительных предприятиях. Также, планируется усовершенствовать программу под расчет технологической трудоемкости с выводом данных в виде технолого-нормировочных карт.

Данная работа может оказать помощь судостроительным предприятиям, в частности, различным технолого-нормировочным бюро, при переходе на автоматизированные системы расчета трудоемкости

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Бюллер Е.А. Нормирование труда как фактор эффективного стратегического внутрифирменного планирования // Вестник Адыгейского государственного университета. 2006. №1. С.89-90.
- 2 Галкин Н.А., Шайтура С.В. Аналитическая система автоматизированного расчета трудоемкости изготовления ракет-носителей // Транспортное дело России. 2016. №1. С.84-86.
- 3 Махитько В.П., Сироткина И.Б., Шумчук Р.Н. Формирование трудоемкости изготовления изделий при изменении конфигурации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т.11. №3(2). С.477-484.
- 4 Захаров Н.С., Терехов А.С. Влияние сезонных изменений условий и интенсивности эксплуатации на объемы работ по ремонту транспортно-технологических машин // Вестник Курганской ГСХА. 2015. №4. С. 39-41.
- 5 Коречков Ю.В., Мудревский А.Ю. Управление производительностью труда в интегрированных промышленных структурах // Вестник евразийской науки. 2012. №4. С.1-6.
- 6 Хорошилова О.В. Методы расчеты планового коэффициента выполнения норм // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2012. Т.8. №1. С.160-164.
- 7 Овсянников В.Е., Грицило В.М., Тукмачева С.С. Определение оптимального коэффициента закрепления операций // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2012. №2 (90). С. 75-76.
- 8 Ибрагимов И.Р. Построение иерархической структуры при планировании работ верфи // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2004. №1 (20). С.147-151.
- 9 Мельников Д.К., Дектярев А.В. Корректировка коэффициентов плановой трудоемкости при секционной сборке на этапе подготовки производства // Материалы межвузовской научно-технической конференции студентов и курсантов на базе ФГБОУ ВО «КГТУ». – Калининград: Издательство БГАРФ, 2018. – С.419-423.
- 10 Мельников Д.К., Дектярев А.В., Морозов В.Н. Об уточняющих коэффициентах секционной сборки при закладке плановой трудоемкости в подготовке производства // Вестник молодежной науки. 2018. №1 (13). С.11.

DEVELOPMENT OF AN AUTOMATED SYSTEM FOR CALCULATING THE PLANNED LABOR INTENSITY OF SECTIONS ASSEMBLY IN THE PREPARATION OF PRODUCTION IN SHIPBUILDING

¹Melnikov Dmitry Konstantinovich, designer 2 cat. of the Design Bureau of the Snap-in of the Department of Design and Technological Preparation of Production

²Kirichenko Elizaveta Petrovna, 2nd year master

²Dektyarev Alexander Vladimirovich, PhD

³Morozov Vladimir Nikolaevich, Ph.D., Associate Professor

¹"Yantar" Baltic Shipbuilding Plant,
Kaliningrad, Russia, e-mail: dima13.95@mail.ru

²Kaliningrad State Technical University,
"Yantar" Baltic Shipbuilding Plant,
Kaliningrad, Russia, e-mail: liza2405@mail.ru, nwasanches@mail.ru
³Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: mvn3613@gmail.com

The real work is a continuation of research to improve the accuracy of calculations of planned labor intensity at the preparation of production of shipbuilding enterprises. The goal is based on the data obtained to develop software for calculating the planned labor intensity of the sections assembly. Conclusion – an automated calculation system is developed, which allows to significantly lower the difference between planned and technological labor intensity, and simplify the methodology of calculations during planning of production.

УДК 629.5.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ НА ОСТОЙЧИВОСТЬ И ТРУДОЕМКОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА МАЛЫХ РЫБОЛОВНЫХ ТРАУЛЕРОВ

¹Нефедов Артем Витальевич, технолог
²Гришин Павел Романович, аспирант, инженер
²Дятченко Сергей Васильевич, д-р техн. наук, доцент

¹ООО «Техцентр»,
Калининград, Россия, e-mail: val-kor@mail.ru
²ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: svd.ks@mail.ru

В настоящее время для создания конкурентоспособных проектов рыболовных судов необходим системный анализ однотипных проектов и методическое обеспечение, позволяющее выполнять вариационные исследования. К важным эксплуатационным и экономическим качествам рыболовных судов относятся характеристики остойчивости и трудоемкости изготовления корпуса судна. В работе предложено на начальных стадиях проектирования выбрать возможные варианты главных размерений, для малых рыболовных судов, которые отвечали бы требованиям заказчика по характеристикам остойчивости и трудоемкости изготовления

При создании новых, более совершенных типов промысловых судов проектанту важно выбрать основные элементы судна, отвечающие требованиям мореходных, прочностных, вибрационных и экономических качеств. Поэтому, на начальных стадиях проектирования промыслового судна принимаются принципиальные решения о выборе формы и конструкции корпуса, основных составляющих нагрузки масс, а также судна аналога (прототипа) и диапазона изменения главных размерений, для проведения вариационных исследований, с целью получения оптимальных технических решений по обеспечению требуемых качеств судна..

Анализ литературных источников показал, что методические основы оптимизационного проектирования характеристик промыслового судна изложены в работе [1], теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов представлены в [2,3], а теоретические положения проектного обеспечения норм вибрации на судах промыслового флота в работе [4]. Расчетам плавучести и остойчивости рыболовных судов посвящена работа [6], методика проектирования промысловых

судов представлена в работе [5], а характеристики конкурентоспособности организаций и продукции судостроительной промышленности представлены в работе [7]. Анализ известной технической литературы показал, что разработанный методический материал обеспечивает в целом возможность проведения вариационных исследований по оптимизации проектных характеристик рыболовных судов. Для малых рыболовных траулеров ранее получены зависимости изменений диапазонов главных размерений от расчетной длины судна.

Вместе с тем, для системного анализа основных элементов и характеристик необходимо решать проблему, связанную с отсутствием информации по систематизированным данным для однотипных проектов рыболовных судов. В работе использован подход, предусматривающий создание необходимой для вариационных исследований базы данных по однотипным судам на основе приближенных к выбранному проекту судна моделей судов, путем изменения их главных размерений и формы корпуса. Разработанные модели судов отличаются от базового проекта судна главными размерениями, формой корпуса и нагрузкой масс. Конструкция корпуса разработанных моделей судов в выполненных исследованиях оставалась без изменений.

В работе приведены результаты выполненных исследований по оценке влияния главных размерений малого рыболовного судна на остойчивость и трудоемкость изготовления корпуса. В качестве базового проекта, выбран рыболовный траулер рефрижераторного типа «Гируляй» пр.1296. расчетной длиной 29,6 м, шириной 8,8 м, высотой борта до верхней палубы 5,95 м. и осадкой на миделе 3,3 м. Выбранный проект малого рыболовного судна имеет максимальную для малых рыболовных судов расчетную длину. Поэтому, изменение расчетной длины судна предусмотрено в сторону ее уменьшения с двумя равным шагами 2,5 м. Для исследования влияния В/Т предусмотрено изменение ширины судна в сторону ее увеличения и уменьшения. Построены девять теоретических чертежей, включающих базовый рыболовный траулер и рыболовные траулеры с измененными главными элементами, смотри табл. 1.

Таблица 1

Основные элементы рыболовных траулеров по результатам построения теоретических чертежей

№ п/п	Наименование основных элементов	Расчетные основные элементы рыболовного траулера								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Длина между перпендикулярами, м	29,6	29,6	29,6	27,1	27,1	27,1	24,6	24,6	24,6
2	Ширина, м	9,24	8,8	7,92	8,45	8,06	7,25	7,68	7,31	6,58
3	Высота борта, м	5,95	5,95	5,95	5,45	5,45	5,45	4,95	4,95	4,95
4	Осадка, м	3,3	3,3	3,3	3,02	3,02	3,02	2,74	2,74	2,74
5	Мощность ГД, кВт	425	425	425	425	425	425	425	425	425
6	Экипаж, чел	16	16	16	16	16	16	16	16	16

Определение нагрузки масс однотипных судов удобно производить с использованием известной нагрузки масс базового траулера и программы Cost1[7]. Данная программа позволяет производить пересчет нагрузки, учитывая главные размерения судна, тип судна, мощности ГЭУ. Практика показала, что применение такого методического обеспечения расчетов нагрузки масс для случая однотипных судов и судов-аналогов по конструкции корпуса, грузовым устройствам и системам, типу электростанции и другим характеристикам судна обеспечивает высокую точность расчетных результатов.

Для восьми новых вариантов рыболовного траулера расчеты нагрузки масс производились с использованием нагрузки масс прототипа (базового судна) «Гируляй» проекта 1296. Для пересчета нагрузки масс использовалось методическое обеспечение представленное в работе [7]. В качестве примера, в табл. 2 приведены результаты расчетов нагрузки масс для базового судна №2 в табл. 1 и варианта судна №9 в их состоянии порожнем. Выбран вариант нагрузки масс, соответствующий возвращению судна с промысла.

Результаты расчетов нагрузки масс по программе Cost1 для судна №9

Код статьи нагрузок	Наименование статей нагрузки масс	Базовое судно	Новое судно
		Масса, т	Масса, т
01	Корпус голый	214,8	124,94
0101	Корпус металлический	154,45	85,58
0102	Подкрепления и фундаменты	11,8	6,94
0103	Дельные вещи	8,47	6,09
0105	Покрытия и окраска	6,18	3,89
0106	Изоляция, зашивка	31,36	21,11
02	Оборудование помещений	14,39	9,25
03	Устройства судовые	40,24	24,6
0301	Рулевое	5,01	3,59
0302	Якорное	5,86	3,91
0303	Швартовное, буксирное	1,22	0,78
0304	Спасательное	0,82	0,71
0306	Грузовое	3,35	3,08
04	Системы	28,39	15,7
05	Установка энергетическая	38,31	38,31
0501	Главные двигатели	10,7	10,7
0502	Движители	0,60	0,6
0503	Системы главной и вспом. установок	0,85	0,85
06	Электр. устан. связь и упр.	31,54	20,81
07	Вооружение	5,01	3,16
08	Снабжение и имущество	5,51	3,54
09	Жидкие грузы	5,85	3,64
10	Запас водоизмещения, твердый балласт	9,8	6
	Масса судна в его состоянии порожнем	393,8	249,9

Для оценки мореходных качеств исследуемых вариантов проекта рыболовного траулера выполнены расчеты гидростатических кривых с использованием соответствующего программного обеспечения. В качестве примера в табл. 3 представлены характеристики судна №9 полученные по кривым элементов теоретического чертежа.

Таблица 3

Характеристики судна, полученные по КЭТЧ

T, м	M, т	V, м ³	x _c , м	z _c , м	S, м ²	x _f , м	r ₀ , м	R ₀ , м	z _{m0} , м	δ	α	β	Ω, м ²
1,00	53,30	52,00	-0,143	0,638	85,80	0,391	3,797	35,1	4,435	0,052	0,282	0,145	104
1,50	101,70	99,20	0,051	0,932	101,9	0,129	2,693	26,4	3,626	0,099	0,335	0,257	133
2,00	158,10	154,20	-0,038	1,225	117,5	-0,487	2,122	24,1	3,347	0,154	0,386	0,370	165
2,50	223,20	217,70	-0,317	1,525	134,6	-1,405	1,798	24,6	3,324	0,217	0,442	0,484	200
3,00	295,50	288,30	-0,655	1,826	146,5	-1,947	1,557	22,9	3,383	0,287	0,481	0,598	230

Где: T- осадка, м; M – массовое водоизмещение, т; V – объемное водоизмещение, м³; x_c – абсцисса центра величины, м; z_c – аппликата центра величины, м; x_f – абсцисса центра тяжести площади ватерлинии, м; S – площадь ватерлинии, м²; r₀ – поперечный метацентрический радиус, м; R₀ – продольный метацентрический радиус, м; z_{m0} – аппликата поперечного метacentра, м; δ – коэффициент общей полноты; α – коэффициент полноты площади ватерлинии; β – коэффициент полноты мидель-шпангоута; Ω - площадь смоченной поверхности, м²

В качестве примера в табл.4 представлен расчет нагрузки масс и координат центра тяжести судна №9, для случая нагрузки «Возвращение с промысла со 100% груза и 10% запасов».

Таблица весовой нагрузки при работе судна по выпуску охлажденной продукции

	Наименование разделов нагрузки	Возвращение с промысла со 100% груза, 10 % запасов						
		P, т	x, м	y, м	z, м	M _x , тм	M _y , тм	M _z , тм
I	Водоизмещение порожнем	249,9	-1,62	0,01	3,22	-404,9	2,1	804,6
II	Дедвейт	78,941	-0,69	-0,02	3,12	-54,8	-1,4	246
1	Экипаж с багажом	2,1	6,72	0,36	4,35	14,1	0,8	9,1
2	Провизия	0,13	-9,29	-2,01	4,46	-1,2	-0,3	0,6
3	Питьевая вода	1,05	-8,03	0,00	1,66	-8	0	2
4	Мытьевая вода	0,86	-7,93	0,00	1,66	-6,8	0,0	1,4
	Цистерна №1	0,43	-7,9	1,45	1,66	-3,4	0,6	0,7
	Цистерна №2	0,43	-7,9	-1,45	1,66	-3,4	-0,6	0,7
5	Промысловое снаряжение	18,28	-5,29	0,26	5,37	-97	5	98
6	Перевозимый груз	47,5	2,60	0,00	2,41	124	0	114
	Ящики деревянные	7,3	3,19	0,00	2,14	23,3	0,0	15,7
	Рыба в ящиках	24,3	3,19	0,00	2,14	77,5	0,0	52,1
	Лед в ящиках	12,2	3,19	0,00	2,14	38,7	0,0	26,0
	Бочка на палубе	0,6	-4,32	0,00	5,56	-2,5	0,0	3,2
	Отходы пересыпанные пиросульфитом натрия	3,1	-4,32	0,00	5,56	-13,5	0,0	17,4
7	Рыба на палубе	-	-	-	-	-	-	-
8	Запас топлива	8,24	-9,23	-0,64	2,45	-76	-5	20
	Цистерна №1	0	0,0	0,00	0,00	0	0,0	0,0
	Цистерна №2	0	0,0	0,00	0,00	0	0,0	0,0
	Цистерна №3	0	0,0	0,00	0,00	0,0	0,0	0,00
	Цистерна №4	0	0,0	0,00	0,00	0,0	0,0	0,00
	Цистерна №5	0	0,0	0,00	0,00	0,0	0,00	0,00
	Цистерна №6	5,2	-12,0	-1,69	2,74	-62	-9	14
	Цистерна №7	1,18	-11,3	1,44	2,32	-13	2	3
	Отстойная цистерна	1,86	-0,3	0,95	1,74	-0,59	1,77	3,24
9	Запас масла	0,8	-3,95	-1,71	0,67	-3,16	-1,37	0,54
	Запас масла	0,2	-6,9	-2,25	1,74	-1,4	-0,5	0,3
	Отработанное масло	0,6	-3,0	-1,53	0,32	-1,8	-0,9	0,2
III	Водоизмещение в грузу	328,8	-1,40	0,00	3,20	-459,7	0,67	1051

Выполнены расчеты по теории корабля для девяти вариантов рыболовных судов представленных в табл.1. Определена посадка судна для случая нагрузки «Возвращение с промысла со 100% груза и 10% запасов». Построены диаграммы статической и динамической остойчивости. Выполнена проверка остойчивости по требованиям правил Российского Морского Регистра судоходства. Получена зависимость изменений критерия погоды (K) от изменения расчетной длины и главных размерений судна, смотри Рис.1

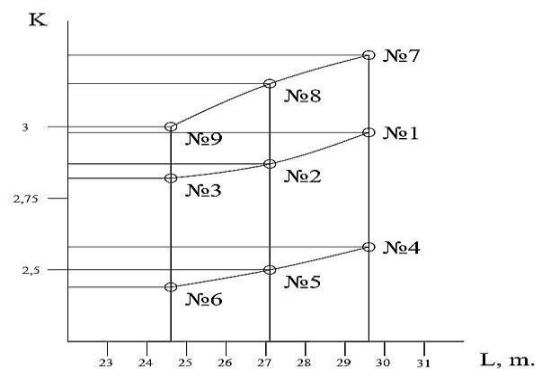


Рис.1 – Зависимость изменений критерия погоды K от изменения расчетной длины и главных размерений судна

Выполнены исследования по оценке влияния формы корпуса на трудоемкость постройки для девяти вариантов судна, при изменении их главных размерений. Разработана принципиальная технология применительно к условиям постройки проекта 1296 «Гируляй» на горизонтальном стапельном месте судостроительного комплекса «Янтарь», которая содержит:

- основные положения по технологии и организации постройки заказа;
- технолого-нормировочные карты, учитывающие требования, принципиальной технологии постройки малых рыболовных судов, при разработке технологической документации и рабочих технологических процессов, а также при решении вопросов, связанных с организацией и планированием производства и контроле качества продукции в процессе ее изготовления;
- технологические инструкции или указания, на отдельные, сложные по своему исполнению, виды работ.

При разработке настоящей принципиальной технологии приняты следующие положения и документы:

- корпус проекта 1296 «Гируляй» разбивается на блоки и секции;
- способ формирования корпуса блочный;
- цикл постройки судна разбит на четыре периода (достапельный - от начала обработки металла до закладки судна на стапеле; стапельный - формирование корпуса на стапеле от закладки до спуска; достроечный - от спуска до начала швартовных испытаний; сдаточный - швартовные, ходовые и государственные испытания).

Передвижка и спуск заказа на воду производится на судовозных тележках с помощью передаточного плавучего дока. Достройка и швартовные испытания будут производиться на второй позиции, у достроечной набережной. Объемы работ, выполняемые в достапельный период, на стапеле, а также на плаву и в доке определяются «разбивкой на технологические этапы постройки» и «ведомостями технологических комплектов». Получена зависимость изменений T_p от изменения расчетной длины и главных размерений судна, смотри рис.2.

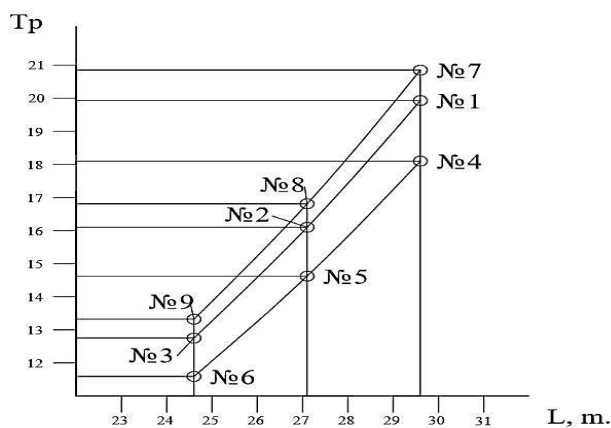


Рис.2 – Зависимость изменений трудоемкости от изменения расчетной длины и главных размерений судна

ВЫВОДЫ

Получены новые зависимости изменений критерия погоды от изменения расчетной длины и главных размерений малого рыболовного траулера
Получены новые зависимости изменений трудоемкости от изменения расчетной длины и главных размерений малого рыболовного траулера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Войлошников М.В. Оптимизация проектных характеристик промыслового судна: учеб. пособие/ М.В. Войлошников, М.Б. Безуглова. – Владивосток: Мор. Гос. ун-т, 2008. -120 с.
- 2 Гайкович, А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов / А.И. Гайкович: в 2 т. – Санкт-Петербург: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2014. – Т.1. Описание системы «Корабль». - 819 с.
- 3 Гайкович, А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов / А.И. Гайкович: в 2 т. – Санкт-Петербург: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2014.- Т.2. Анализ и синтез системы «Корабль».- 812 с.
- 4 Дятченко С.В. Теоретические положения проектного обеспечения норм вибрации на судах промыслового флота / С.В. Дятченко // Известия КГТУ. – Калининград, 2012. - №25. – С.119 - 126.
- 5 Малышев А.Н. Плаучесть и остойчивость промысловых судов – М.: Мир. 2003 – 272 с.
- 6 Раков А.И. Н.Б. Проектирование промысловых судов/ А.И. Раков, Н.Б. Севастьянов – Л.: Судостроение 1981 – 376 с.
- 7 Степанова Л.А. Конкуентоспособность организаций и продукции судостроительной промышленности: учеб. пособие/ Степанова Л.А., Маслюк Е.В. – Калининград: изд-во ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2011. -263 с.

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF MAJOR DIMENSIONS ON THE STABILITY AND HARNESS OF MANUFACTURING THE HOUSING OF SMALL FISHING TRAWLERS

¹Nefedov Artem Vitalievich, Technologist

²Grishin Pavel Romanovich, graduate student of the department "Shipbuilding", engineer

²Dyatchenko Sergey Vasilievich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Shipbuilding"

¹LLC "Techcenter",

Kaliningrad, Russia, e-mail: val-kor@mail.ru

²Kaliningrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: bugakova@klgtu.ru

At present, competitive fishing vessel projects require a systematic analysis of the same type of projects and methodical support to enable variation studies. Important operational and economic qualities of fishing vessels include the stability and laboriousness of the ship's hull. The work is proposed in the initial stages of design to choose possible variants of the main sizes, for small fishing vessels, which would meet the requirements of the customer on the characteristics of stability and laboriousness of manufacture.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Поняев Александр Иванович, д-р хим. наук, профессор
Москалев Евгений Владимирович, канд. техн. наук, доцент

Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет),
Санкт-Петербург, Россия, email: ponyaev2002@mail.ru

Разработан метод трещиностойкости для оценки влияния природы клеевых компонентов на прочность клеевых соединений. По результатам определения трещиностойкости показано, что ряд порошковых наполнителей могут улучшать прочностные характеристики клеевых соединений в 6-7 раз по сравнению с ненаполненными композициями, что позволяет повысить оценку надежности работы клеевых конструкций

Склеивание конструкционных материалов широко применяется в различных областях машиностроения, поскольку эта технология позволяет создавать неразборные соединения большой площади или значительное количество мелких компонентов с сохранением внешнего вида и механических свойств соединяемых компонентов. Применение клеевых конструкций позволяет снизить вес изделия и стоимость его изготовления за счет устранения большого количества крепежных элементов. Накопленный опыт эксплуатации оборудования с клеевыми соединениями дает основание прогнозировать поведение этих соединений в различных условиях эксплуатации.

Разрушение клеевых соединений начинается с торцевых концов, где толщина клеевого слоя ниже и где имеются дефекты, зоны загрязнения, воздушные пузырьки, то есть в этих зонах сконцентрированы значительные напряжения. С увеличением нагрузки в этих зонах образуются микротрещины, которые постепенно распространяются по всему объему клея. Когда количество микротрещин достигает определенного уровня, создаются условия для объединения их всех в основную трещину, что приводит к разрушению всего клеевого соединения.

В готовом продукте зачастую сложно определить качество клеевого соединения. Для получения качественных клеевых деталей необходимо строго придерживаться технологических инструкций на всех этапах производства клеевых соединений. Поэтому на практике для оценки свойств клеевого шва проводят испытание стандартных образцов. Чаще всего образцы подвергаются сдвиговым испытаниям по ГОСТ 14759-69 или отрыву по ГОСТ 14760-69.



Рис. 1 – Испытания клеевой балки на трещиностойкость

Применение метода оценки трещиностойкости клеевых соединений представляет собой один из способов повышения надежности работы клеевых конструкций. Оценка сопротивлению растрескивания клеевых соединений также повышает оценку прочности клеевых соединений вместе с сопротивлением сдвигу и нормальному разрыву, определяемым в соответствии со стандартными методологиями.

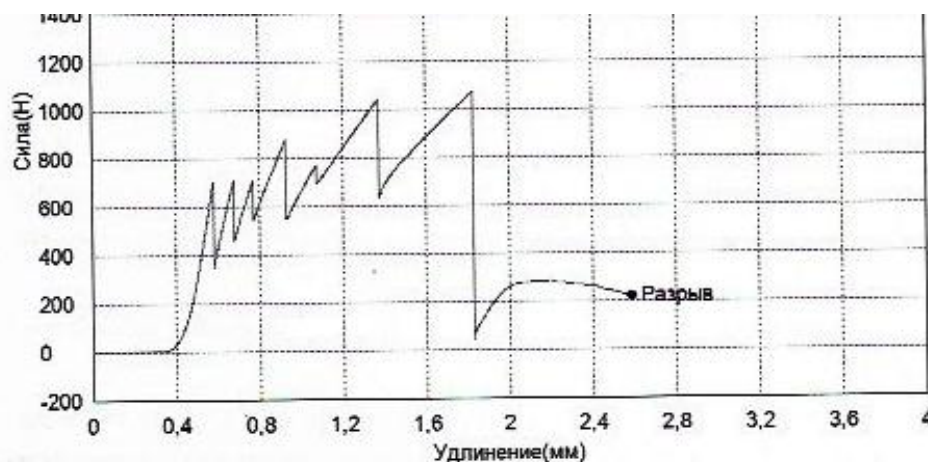


Рис. 2 – Диаграмма испытаний образца на трещиностойкость

Определение трещиностойкости производится на клеенных балках специальной конфигурации при их растяжении с одного из концов (рис.1). На записи диаграммы разрывной машины (Рис.2) наблюдается несколько пиков, показывающих величину прочности, а также начало и конец образования трещин и их захлопывание. Таким образом, на одном образце можно получить несколько экспериментальных результатов и по формуле оценить значение трещиностойкости, как величину работы, приходящуюся на разрушение единицы площади, клеенного образца.

Параметр трещиностойкости (G) вычисляется по формуле [1]:

$$G = \frac{4P^2}{Eb^2} \left(\frac{3a^2}{h^3} + \frac{1}{h} \right)$$

где, P – критическая нагрузка, Н; b – ширина образца, м; E – модуль упругости материала субстрата, МПа; a – длина трещины, м; h – высота образца над кончиком трещины, м.

Вязкость разрушения, оцененная по критериям трещиностойкости (G), практически не зависит от геометрического размера образца, неровности склеиваемой поверхности и скорости приложения нагрузки. В то же время (G) является чувствительной характеристикой при оценке влияния технологических и эксплуатационных факторов на прочность клеевых соединений.

При изучении сопротивления отрыву ($\tau_{от.}$) или сопротивлению сдвигу ($\tau_{сд.}$) предполагается, что клеевые швы не имеют дефектов и, следовательно, учитывается только начальная стадия разрушения клеенных образцов. Однако в клеенных швах имеются не клеенные участки, а также пузырьки воздуха, усадочные микротрещины и трещины, возникающие под воздействием внешних воздействий. Поэтому поведение таких дефектных адгезионных структур можно охарактеризовать только с использованием критерия трещиностойкости (G).

Сравнение прочностных характеристик клеевых соединений показано на примере эпоксидного олигомера ЭД-20 и отвердителей аминного типа с разной молекулярной массой марок ПЭПА, И-6М, Л-20, ПО-300, ПО-200, ПО-201, показывает, что величина молекулярной массы межузлового фрагмента затвердевшего полимера определяет особенности клеевых соединений. Оптимальные прочностные значения наблюдаются для И-6М за счет релаксационной подвижности молекул, которая сочетается с адгезионной прочностью полимера (табл.1).

Таблица 1

**Влияние молекулярной массы аминного отвердителя на прочность
клеевых соединений стали. (20°C, 48 часов).**

Отвердитель	$\tau_{сд.}$, МПа	$\tau_{от.}$, МПа	G , Дж/м ²
ПЭПА	7	25	23
И-6М	15	50	117
Л-20	14	40	65
ПО-300	12	28	60
ПО-200	10	35	50
ПО-201	9	30	50

Вязкость разрушения, определяемая трещиностойкостью, варьируется в наибольшей степени, что свидетельствует о высокой чувствительности этого критерия. Меньшее изменение $\tau_{сд.}$ и $\tau_{от.}$ связано с одновременным разрушением всего объема клевого шва из-за неоднородного процесса распространения трещины в нем [2].

Для повышения прочности клеевых соединений рекомендуется использовать эпоксидные клеи горячего отверждения, характеризующиеся повышенными свойствами по сравнению с аналогичными характеристиками клеев холодного отверждения. Исследованы композиции на основе ЭД-20 (100 мас.ч.) и изо-МТГФА (изо-метилтетрагидрофталевый ангидрид) в широком диапазоне содержания от 30 до 100 мас.ч. при оптимальных режимах отверждения (120 - 190°C и времени выдержки 6 часов). Значение трещиностойкости в оптимальной области свойств составляет около 100 Дж / м², сдвиг - 15 МПа и отрыв – 50 МПа (рис.3 – 5).

Увеличение значения G обусловлено пластифицирующим действием избыточного отвердителя в клеевой композиции, в то время как для $\tau_{сд.}$ и $\tau_{от.}$ значения увеличиваются с ростом температуры отверждения вследствие увеличения адгезионной прочности композиции, что проявляется в переходе от адгезивного характера разрушения к когезионному, вследствие повышения механической прочности полимера, образующего клеевое соединение. Наибольшее значение G - 120 Дж/м² может быть достигнуто, если содержание ангидрида составляет 40-50 мас.ч., а температура отверждения - 130-150°C (рис.3) [3].

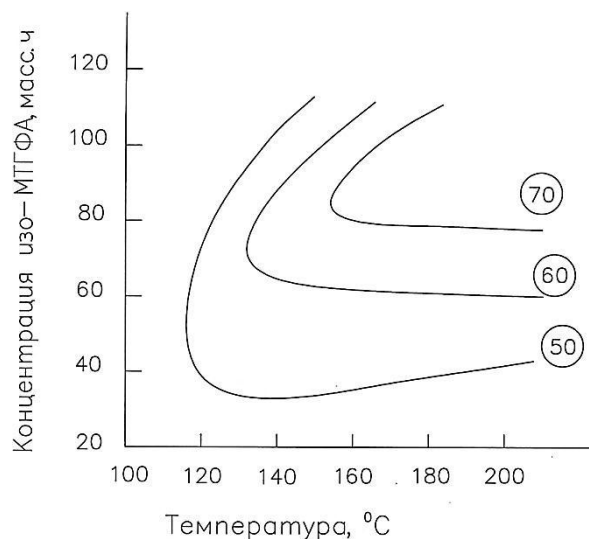


Рис. 3 – Контурный график зависимости трещиностойкости (Дж/м²) от температуры отверждения для композиции на основе ЭД-20 (100 мас.ч.) и содержания изо-МТГФА

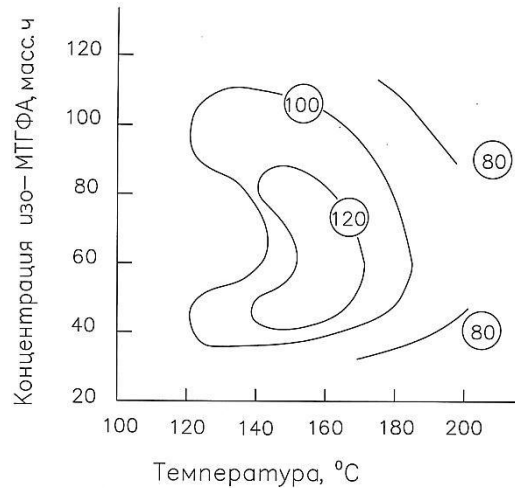


Рис.4 – Контурный график зависимости прочности при отрыве (МПа) от температуры отверждения для композиции на основе ЭД-20 (100 масс.ч.) и содержания изо-МТГФА

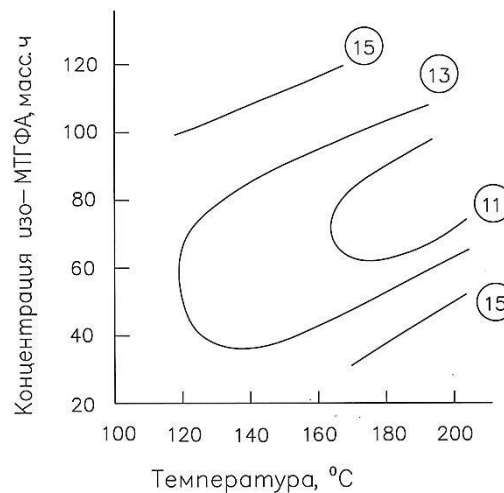


Рис.5 – Контурный график зависимости прочности при сдвиге (МПа) от температуры отверждения для композиции на основе ЭД-20 (100 масс.ч.) и содержания изо-МТГФА

Максимальное значение G с учетом температуры затвердевания перемещается в сторону меньшего содержания отвердителя. Максимальное значение $\tau_{от}$ (60 - 70 МПа) достигается, когда содержание ангидрида в композиции составляет 100 - 110 мас.ч., а температура затвердевания - 175 - 185°C (рис. 4). Два максимума наблюдаются для $\tau_{сд}$ (15 МПа), первый - когда содержание ангидрида составляло 40-50 мас.ч., а температура отверждения составляла 170-180°C, второй - когда содержание составляло 100-110 мас.ч., а температура составляла 130 - 140°C (рис. 5).

Таким образом, прочностные характеристики клеевых соединений, созданных с использованием эпоксидных композиций, зависят от природы отвердителя, их содержания и условий отверждения. Кроме того, именно критерий трещиностойкости (среди изученных характеристик) в большей степени связан с изменением прочности. Показано, что метод испытания прочности клеевых соединений на трещиностойкость дополняет информацию, получаемую в результате испытания на сдвиг и отрыв.

Известным способом повышения прочности полимерных клеев является введение второй дисперсионной фазы в виде пластификаторов или каучуков в их состав. Если эпоксидный олигомер модифицирован такими компонентами, трещиностойкость может быть увеличена в несколько раз по сравнению с не модифицированной композицией. Однако этот способ не всегда применим из-за значительного ухудшения таких важнейших характеристик клеевого состава, как термостойкость и модуль упругости [4,5].

Также методом регулирования прочностных свойств клеевых соединений является введение в состав их полимерной матрицы дисперсионных наполнителей. При исследовании трещиностойкости клеевых композиций на основе ЭД-20 и Л-20, в качестве отвердителя, показано, что

введение наполнителей (диоксид титана, диоксид кремния, порошкообразное железо, медь, свинец и фторопласт) в количестве 0,1 - 15 частей по объему, разделяет их на две группы. К первой группе относятся полярные, хорошо смачиваемые наполнители (TiO_2 , SiO_2 , порошок Fe), характеризующиеся высокой адгезией к полимерной матрице (рис.6). Повышение трещиностойкости для них по сравнению с не наполненной композицией составляет не более, чем на 30% (до 60 - 80 Дж/м²). Вторая группа наполнителей (в виде порошкообразной меди, свинца и фторопласта) характеризуется низким адгезионным взаимодействием с полимерной матрицей. Но при оптимальном содержании этих наполнителей в композиции от 5 до 8 объемных частей, значение трещиностойкости возрастает в 6-7 раз по сравнению с не наполненной композицией и составляет 300 - 600 Дж/м², в этом случае модуль упругости и термостойкость таких композиций практически не меняется.

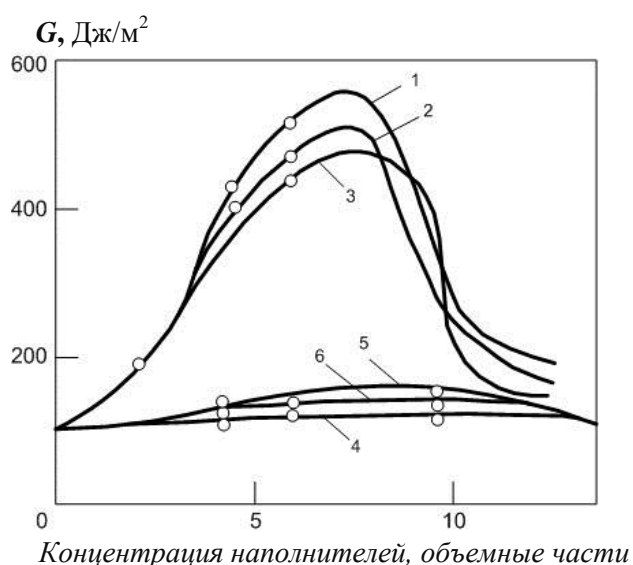


Рис. 6 – Зависимость трещиностойкости G клеевых соединений стали Ст 45 от объемного содержания наполнителя : порошок дендритной меди (1), порошок свинца (2), порошок фторопласта (3), порошок диоксида титана (4), порошок железа (5) и порошок диоксида титана (6) в композиции смола СЭДМ-6 -70%, отвердитель Л-20 – 30%.

Оказалось, что значение трещиностойкости (G) в значительной степени также зависит от формы частиц наполнителя. На примере порошкообразной меди дендритной и сферической формы со средним размером частиц 20 - 50 мкм показано (таблица 2), что, несмотря на низкую прочность сцепления на границе полимер-наполнитель, пластическая деформация сферических частиц меди невозможна. Такие параметры, как прочность на сдвиг и прочность на разрыв, практически не зависят от наличия наполнителей, их концентрации и формы частиц.

Таблица 2

Влияние формы частиц меди на прочностные характеристики клеевых соединений

Форма частиц	Содержание, объемные части	G , КДж/м ²	$\tau_{от.}$, МПа	$\tau_{сл.}$, МПа
Без наполнителя	-----	62	41.3	19.9
Дендритная форма	2.47	290	41.9	20.2
- « -	4.57	508	43.3	20.3
- « -	6.41	610	43.0	23.3
Сферообразная форма	2.47	101	44.9	19.0
- « -	4.57	140	42.5	19.2
- « -	6.41	153	42.0	20.0

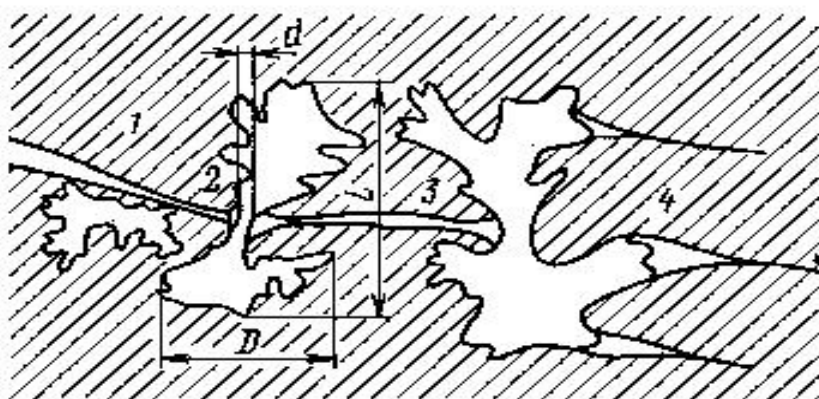


Рис. 7 - Схемы механизма повышения трещиностойкости композиций, наполненных дендритной медью:
 1 – огибание трещиной частицы наполнителя; 2 - образование Т-образной трещины;
 3 - инициирование второй трещины; 4 - инициирование нескольких трещин.

Механизм повышения трещиностойкости клеевых соединений представлен на рис.7. При малых концентрациях наполнителя трещина легко распространяется в объеме полимера, огибая частицы наполнителя. Когда пик трещины приближается к центру кристалла дендрита большого размера (L), его распространение прекращается. Из-за низкой адгезионной прочности между клеем и наполнителем создается псевдопора, которая позднее сливается с существующей трещиной, создавая Т-образную трещину (области 2 и 3). Для выбранной порошкообразной меди среднее соотношение самого высокого (D) и самого низкого (d) размера частицы дендрита составляет приблизительно 5: 1, то есть взаимосвязь областей наибольшего поперечного сечения частицы и ее шейки составляет 25:1. Разрушающее напряжение (после растяжения эпоксидной матрицы) обычно составляет 40 - 70 МПа, а для меди - 200 МПа. Кроме того, медь характеризуется высоким относительным удлинением в результате разрыва (до 60%). Поэтому растягивающее напряжение в области шеи составляет 200×1 , а нагрузка в области наибольшего поперечного сечения равна $(40 - 70) \times 25$. Так как $(40 - 70) \times 25 > 200 \times 1$, происходит условие для первичной деформации и разрушения частиц меди. В результате этого на другой стороне дендрита возникают одна или несколько трещин, развитие которых происходит согласно описанному механизму (область 4). В результате деформации в склеенном шве образуется сеть микротрещин (вместо одной основной трещины), причем стенки этих микротрещин соединяются перегородками из деформированных частиц наполнителя, что приводит к сохранению оставшегося набора прочностных характеристик полимерной композиции.

С помощью электронного сканирующего микроскопа в нагруженных образцах композиции с дендритной медью в зоне пика трещины наблюдали извилистую поверхность и появление перегородок, которые соединяют края трещины. В композициях без наполнителя и с диоксидом титана наблюдалась только одна основная трещина с ровными краями. Клеи с повышенной трещиностойкостью также успешно прошли испытания при работе склеенных изделий в условиях действия смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) (табл. 3).

Таблица 3

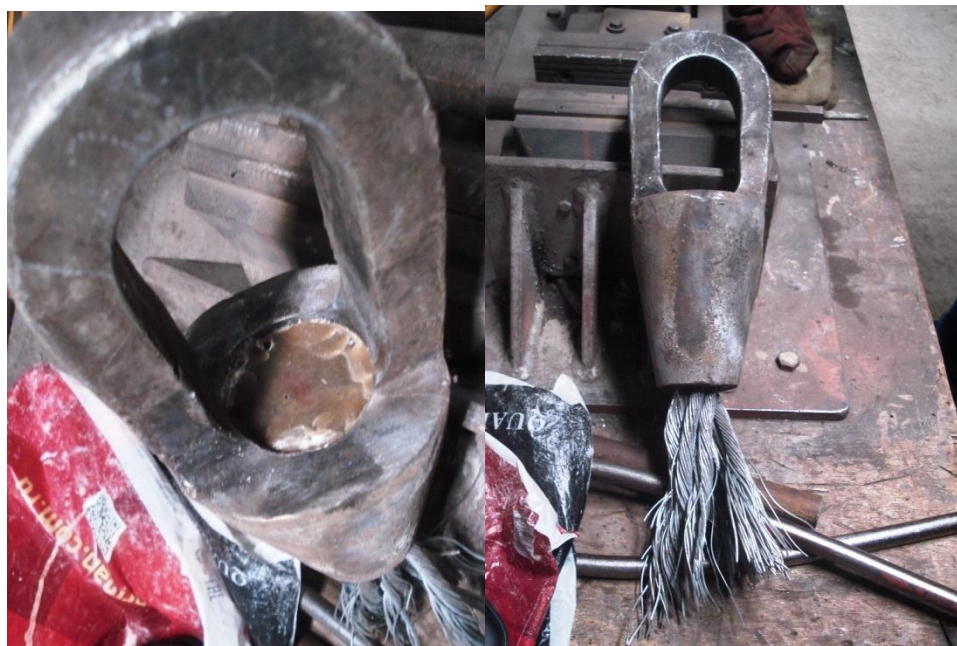
Влияние смазочно-охлаждающей жидкости на трещиностойкость клеевых соединений

Наполнитель	Содержание наполнителя, объемные части	Трещиностойкость, Дж/м ²	Трещиностойкость после воздействия жидкости, Дж/м ²
Без наполнителя	0	70	15
Диоксид титана	6.4	190	80
Дендритная медь	6.4	405	200

Композиция без наполнителя характеризуется низкой трещиностойкостью и высокой скоростью распространения трещин в жидкой среде. Введение диоксида титана повышает трещиностойкость, что связано с увеличением длины хода, по которому смазочно-охлаждающая жидкость

диффундирует в эпоксидную матрицу, ускоряя распространение трещины. Более сложная форма дендритной частицы медного наполнителя увеличивает длину прохождения диффузионных потоков, уменьшая скорость роста трещины. Клеи с повышенной трещиностойкостью увеличивают долговечность (срок службы) клеевых соединений в готовых изделиях на 30 - 40%.

Разработан заливочный компаунд холодного отверждения с порошкообразным наполнителем повышенной прочности «ТРОСЛОК», взамен импортного «WIRELOCK», предназначенный для заделки троса в муфте, который производится в соответствии с «Типовым технологическим процессом подготовки, изготовления и монтажа «ТАКЕЛАЖ И КАНАТЫ СУДОВЫЕ РД5.2066-82» в соответствии с разделом 4.3 Заделка стального каната в патрон.



*Рис. 8- Трос после испытания. Разрушающая нагрузка 56 тонн.
Характер разрушения компаунда и троса приведены на Рис.8*

Разработан метод оценки влияния природы клеевых компонентов на прочность клеевых соединений. Показана взаимосвязь трещиностойкости (G) со степенью отверждения и величиной молекулярной массы межузлового фрагмента отвержденного полимера на примере эпоксидных олигомеров. Показано, что параметры критерия трещиностойкости не коррелируются с традиционными методами испытаний клеевых соединений на отрыв и сдвиг. Впервые показано, что порошковые наполнители, характеризующиеся низким адгезионным взаимодействием с полимерной матрицей, могут улучшать прочностные характеристики клеевых соединений в 6-7 раз по сравнению с ненаполненными композициями. Клеи, характеризующиеся повышенной трещиностойкостью, хорошо зарекомендовали себя при работе клеевых изделий в условиях действия агрессивных (коррозийных) жидкостей. Это продлевает срок службы клеевых изделий на 30 - 40%. Заливка «ТРОСЛОК» с порошкообразными наполнителями может использоваться канатными заводами для наиболее качественного, безопасного и простого решения задачи по заделке конца стального каната.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ (госзадание) и Российского фонда фундаментальных исследований (грант 19-08-01232).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Брагинский В.А. Переработка пластмасс. Справочное пособие. – Л.; Химия, 1985, С.- 276-277.
- 2 Кардашев Д. А., Петрова А. П. Полимерные клеи. М.: - Химия, 1983. - 256 с.

- 3 Тризно М. С., Москалев Е. В. Клеи и склеивание. Ленинград.: - Химия, 1980. - 120 с.
4 Mostovoy S., Ripling E. J., Appl. Polymer Sci., 1969. - v.13, - p.1083.
5 Mostovoy S., J. Adhesion, 1971. - v.3, - p.125.

APPLICATION OF THE RESISTANCE CRACKING METHOD FOR ASSESSING THE STRENGTH OF ADHESIVE JOINTS

Ponyaev Alexander Ivanovich, Doctor of Chemical Science, Professor
Moskalev Evgeniy Vladimirovich, Candidate of Engineering sciences, associate professor

St. Petersburg State Institute of Technology (Technical University),
St. Petersburg, Russia, email: evmosk@gmail.com

A crack resistance method has been developed to evaluate the influence of the nature of adhesive components on the strength of adhesive joints. According to the results of determination of crack resistance it is shown that a number of powder fillers can improve the strength characteristics of adhesive joints by 6-7 times compared to unfilled compositions, which allows to increase the reliability assessment of adhesive designs.

УДК 624.072.014.2

О ВЛИЯНИИ ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ НА КОНЦЕНТРАЦИЮ НАПРЯЖЕНИЙ В СТРИНГЕРАХ С ОВАЛЬНЫМИ ВЫРЕЗАМИ

Притыкин Алексей Игоревич, д-р техн. наук, профессор
Мороз Вера Сергеевна, студентка

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: prit_alex@mail.ru, veruskin98@gmail.com

Исследовалась величина концентрации напряжений в стрингере днищевого перекрытия, имеющего вырезы овальной формы. Рассматривались варианты нагружения продольными силами, отражающими участие стрингера в общем изгибе корпуса, и нагружения сосредоточенной силой, вызывающей местный изгиб стрингера между поперечными переборками. Поскольку конструктивные решения допускают горизонтальное и вертикальное расположение овалов, исследовались оба эти варианта. Основным методом исследования был метод конечных элементов, дополненный эмпирической зависимостью для оценки эквивалентных напряжений у контура произвольного выреза. Цель исследования состояла в определении влияния характера нагружения и расположения вырезов на величину ККН. Анализ результатов показал, что уровень ККН возрастает с уменьшением относительной высоты вырезов

Введение

Конструктивной особенностью днищевых балок корпусов судов является наличие облегчающих вырезов овальной или круглой формы. Ориентация овальных вырезов в стенках стрингеров в основном определяется системой набора. При продольной системе набора овальные вырезы

расположены горизонтально, а при поперечной – вертикально. На судах зарубежной постройки в стрингерах наряду с овальными часто выполняют также вырезы эллиптической формы. Наличие вырезов приводит к концентрации напряжений в связях корпуса, это нередко является источником повреждений в виде трещин, возникающих при действии переменных напряжений.

Знание фактического уровня напряжений может способствовать более рациональному проектированию конструкций. Имеется много публикаций по вопросу концентрации напряжений в балках судового набора [1, 2]. В большинстве работ рассматриваются бесконечные пластины с одним или несколькими вырезами при осевом растяжении. Реже – пластины ограниченной ширины [3]. Полученные данные базируются на теоретических исследованиях или опытных данных, полученных на моделях из оргстекла. В данной работе исследование проводится методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Цель работы – выяснить влияние характера нагружения и расположения вырезов на величину ККН.

Концентрация напряжений в стенках днищевых стрингеров при растяжении

Особенностью напряженного состояния стрингеров является то, что они участвуют в двух видах нагружения – от общего изгиба корпуса судна и от местного изгиба перекрытия. От общего изгиба стрингер испытывает одноосное растяжение-сжатие, а от местного – поперечный изгиб. При наличии овальных вырезов перфорация стенки стрингера определяется тремя величинами: диаметром выреза d , шириной перемычки c , представляющей собой минимальное расстояние между кромками двух смежных вырезов, и длиной прямоугольной вставки b между двумя полу-кругами, составляющими овал (рис.1а). Более удобно характеризовать перфорацию относительными параметрами: относительной высотой вырезов $\beta = d/H$ (H – высота стенки стрингера); относительной шириной перемычек $\xi = c/H$; относительной длиной прямоугольной вставки $\eta = b/H$.

Для обозначения размеров стрингера в работе использована следующая сокращенная форма записи: $l-H-t_w-b_f-t_f c m-\beta-\xi-\eta$, полностью определяющая ее геометрию. Входящие сюда величины интерпретируются как: l – длина стрингера, H – полная высота его, t_w – толщина стенки, b_f – ширина поясков, t_f – толщина поясков. Размеры стрингера указываются в сантиметрах.

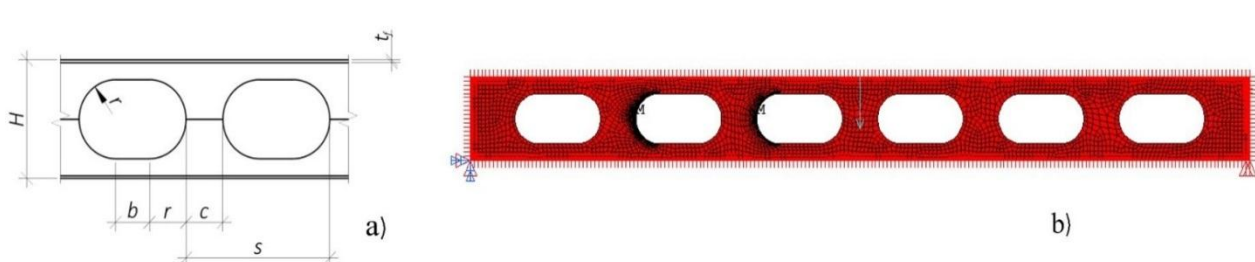


Рис.1 Основные обозначения при перфорации балки овальными вырезами

Оценка концентрации напряжений в пластине ограниченной ширины для равноотстоящих овальных вырезов приведена в Справочнике по СМК [3]. В качестве коэффициента концентрации напряжений α_σ в одних работах используется отношение максимальных напряжений σ_{\max} к номинальным напряжениям по нетто сечению σ_0 , в других – к напряжениям в стенке балки без вырезов. В данной работе в качестве α_σ используется величина

$$\alpha_\sigma = \sigma_{\max}^{\text{экв}} / \sigma_0, \quad (1)$$

где $\sigma_{\max}^{\text{экв}}$ – эквивалентные напряжения по Мизесу; σ_0 – номинальные напряжения по нетто сечению при осевом растяжении или максимальные напряжения в полке $\sigma_{\max}^{\text{TT}}$ сплошной балки при поперечном изгибе.

При оценке напряженного состояния шарнирно опертого двутаврового облегченного стрингера с овальными вырезами рассматривалось два вида нагружения: осевой равномерно рас-

пределенной нагрузкой по высоте стрингера и сосредоточенной силой посередине пролета (рис. 1b). Первая схема нагружения соответствует работе стрингера при общем изгибе корпуса судна, а вторая – местному изгибу стрингера в составе перекрытия.

Программа расчета МКЭ [4] состояла в исследовании влияния на величину $\sigma_{\max}^{\text{МКЭ}}$ относительной ширины прямоугольных вставок η в диапазоне $0.4 \leq \eta \leq 0.5$; относительной высоты вырезов β в пределах $0.5 \leq \beta \leq 0.7$ и относительной ширины перемычек ξ в диапазоне $0.4 \leq \xi \leq 0.6$.

Указанные диапазоны находятся в рамках, обусловленных Правилами [5], и охватывают практически весь спектр перфорации стрингеров овальными вырезами.

Расчету подвергались облегченные стрингеры размерами $l-40-0.2-10-0.3\text{см}-\beta-\xi-\eta$. Напряженное состояние стрингеров при осевом растяжении оценивалось при одной и той же величине номинальных напряжений $\sigma_0 = 1.08\text{МПа}$, возникающих в ослабленном вырезом сечении. Напряжения в районе вырезов, приведенные на рис.2а, показывают, что при $\beta = 0.5$; $\eta = 0.5$ и $\xi = 0.667$ величина ККН достигает уровня $\alpha_{\sigma}^{\text{МКЭ}} = 1.60/1.08 = 1.48$. В Справочнике по СМК [3] при тех же параметрах перфорации, правда, для полосы величина $\alpha_{\sigma} = 1.5$. Как видим, соответствие хорошее. В работе [1] величина $\alpha_{\sigma} = 2.05$.

Расчет МКЭ растяжения полосы с теми же параметрами перфорации (рис.2б) показывает, что величина ККН в этом случае будет равна $\alpha_{\sigma}^{\text{МКЭ}} = 2.38/1.55 = 1.54$. Расхождение с величиной, приведенной в [3], не превышает 2.5%.

Расчет МКЭ растяжения полосы с теми же параметрами перфорации (рис.2б) показывает, что величина ККН в том случае будет равна $\alpha_{\sigma}^{\text{МКЭ}} = 2.38/1.55 = 1.54$. Расхождение с величиной, приведенной в [3], не превышает 2.5%.

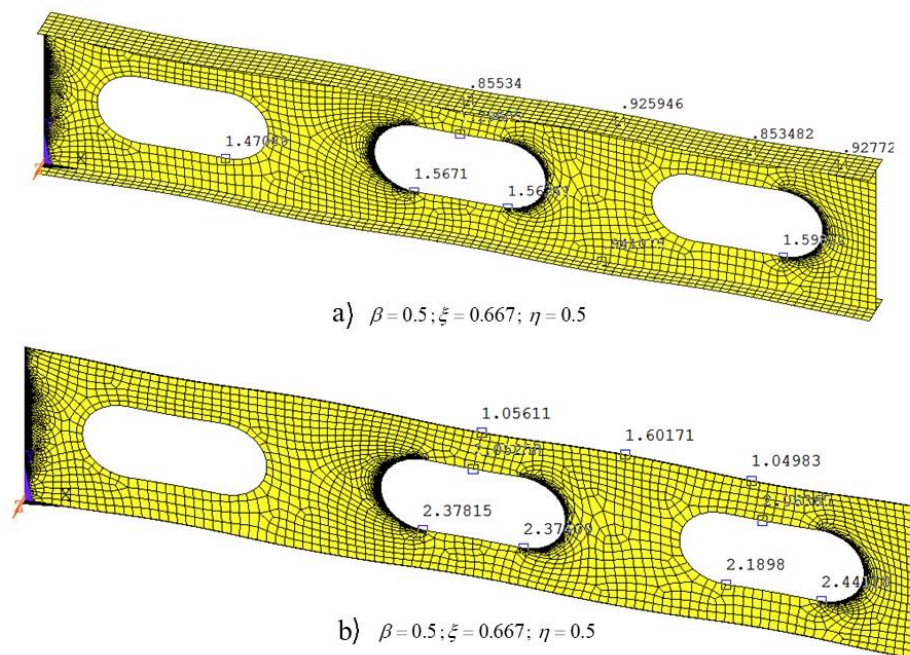
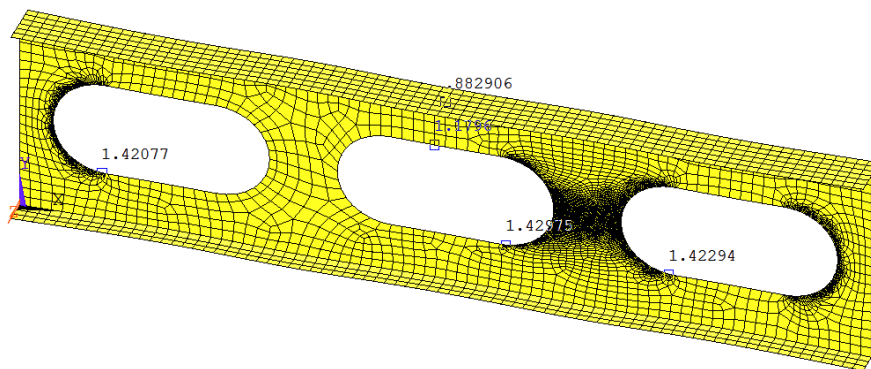


Рис.2 Напряжения в стрингере при осевом растяжении: а) двутавр; б) полоса

При уменьшении относительной ширины перемычки вдвое до $\xi = 0.333$ при тех же размерах вырезов (рис.3) приводит к снижению уровня концентрации напряжений до величины $\alpha_{\sigma}^{\text{МКЭ}} = 1.32$



$$\beta = 0.5; \xi = 0.333; \eta = 0.5$$

Рис.3 Напряжения в стрингере с узкими перемычками при осевом растяжении

Расчет, выполненный для облегченного стрингера $l - 40 - 0.2 - 10 - 0.3 \text{ см} - 0.6 - \xi - \eta$ с вертикальным расположением овалов при $\eta = 0.2$ и $\xi = 0.45$ показал (рис.4), что величина ККН достигает уровня $\alpha_\sigma = 2.09$. В источнике [1] для параметров вырезов близким к указанным величина ККН равна $\alpha_\sigma = 2.5$.

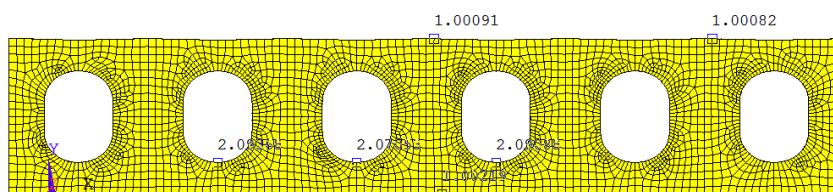


Рис.4 Напряжения в стрингере с вертикальным расположением овалов

Расхождение в величинах α_σ , полученных в данной работе и в [1], обусловлено отчасти некоторым расхождением в параметрах перфорации, а также наличием поясков стрингера, которые отсутствуют в работе [1].

Концентрация напряжений в стенках днищевых стрингеров при изгибе

Что касается вопроса концентрации напряжений в стрингере при поперечном изгибе, то он был подробно рассмотрен в работе [6], где было показано, что при горизонтальном расположении овальных вырезов для варианта нагружения стрингера сосредоточенной силой посередине пролета максимальный уровень эквивалентных напряжений может быть определен по эмпирической зависимости

$$\sigma_{\max}^{\text{экв}} = (\alpha_V + \alpha_M \frac{(n-1)(\beta + \xi + \eta)}{6b_f t_f / Ht_w + 1}) \frac{V}{Ht_w}, \quad (2)$$

где V - поперечная сила в сечении; n - номер выреза, где вычисляются напряжения; α_V и α_M - безразмерные коэффициенты, которые необходимо определять из анализа результатов МКЭ.

Как известно, точность расчетов МКЭ [7] во многом определяется размерами КЭ: чем меньше конечный элемент, тем, как правило, точнее расчет. Однако применять сетку КЭ малых размеров для всей конструкции не представляется возможным из-за ограниченности памяти компьютера и продолжительности счета. Для сокращения размеров системы уравнений и соответственно времени счета в работе использовалась неравномерная сетка КЭ.

Мелкая сетка КЭ применялась в районе нескольких вырезов. Чтобы при этом получалась наименьшая система уравнений NEQ, при вычислении напряжений у большого числа вырезов мелкая сетка разбивалась не по контуру всего выреза, а только на части его, где расположена зона наибольших напряжений. Такой зоной являлась половина окружности выреза, расположенная ближе к опоре. Понятно, что размер КЭ должен быть увязан с радиусом круглого или овального

выреза. Ведь чем меньше радиус, тем меньше должны быть конечные элементы, иначе контур выреза будет иметь вид ломаной линии, и точность расчета будет снижаться. Теоретически обосновать оптимальные размеры КЭ относительно сложно, поэтому в большинстве случаев выбор производился на основании последовательных расчетов с уменьшением размеров элементов, пока разница в последовательных результатах не становилась пренебрежимо малой величиной (например, 0.1% - 0.2%).

Проведенный анализ показал, что удовлетворительная точность достигается при размерах КЭ, составляющих приблизительно 0.1 радиуса выреза. В расчетах размеры КЭ вблизи контура вырезов составляли $\Delta_{КЭ} = 2\text{мм}$, а в остальной части балки – $\Delta = 20 \div 30$ мм при габаритных размерах вырезов $h=240\text{мм}-280\text{мм}$.

Был выполнен расчет напряжений МКЭ в стрингере с горизонтально расположенными овальными вырезами высотой $h=0.6H$, длиной $l=1.1H$ и относительной шириной перемычки между вырезами равной $\xi = 0.45$ (рис.5), что соответствует требованиям Регистра РФ за исключением величины ξ , которая чуть меньше 0.5.

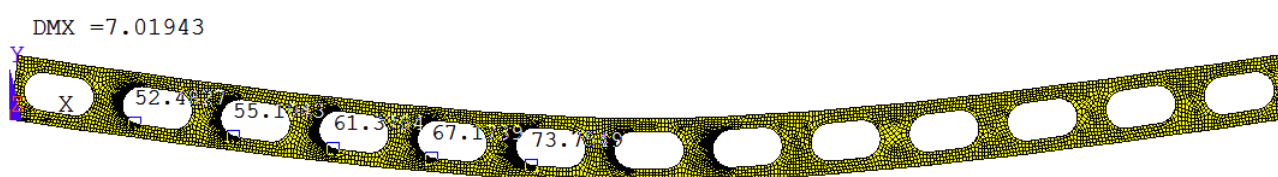


Рис.5 Напряженное состояние стрингера при действии сосредоточенной силы $P=4\text{кН}$, приложенной посредине пролета длиной $l=8\text{м}$

Как видно из представленного на рис.5 результата, наблюдается линейный характер распределения напряжений в районе вырезов по длине. Об этом можно судить по напряжениям в районах третьего - шестого вырезов. Поскольку поперечная сила по длине постоянна, то изменение напряжений обусловлено только величиной изгибающего момента, который изменяется по линейному закону.

Размеры стрингера 800-40-0.2-10-0.3см-0.6-0.45-0.5 показывают, что длина прямоугольной вставки овала составляла 200мм. Характер распределения максимальных напряжений по Мизесу в районах последовательно расположенных вырезов 3 - 6, показанный на рис.6, представляет собой линейную зависимость вида $y=kx+b$, что подтверждает справедливость зависимости (2).

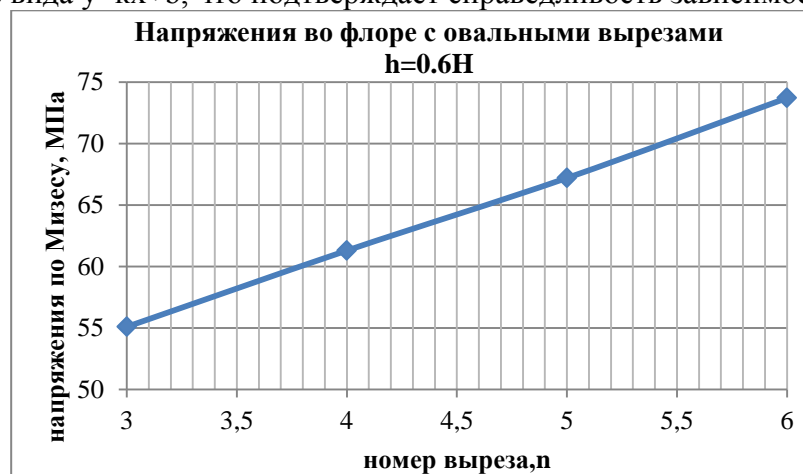


Рис.6 Распределение напряжений в стрингере при действии сосредоточенной силы

Для заданных размеров стрингера коэффициент силы $\alpha_V = 8.5$, а коэффициент $\alpha_M = 2.6$. Проверить зависимость (2) можно, подставив, например, для 5-го выреза указанные значения α_V и α_M и произведя соответствующие вычисления. В итоге получим

$$\sigma_{\max}^{\text{экс}} = (8.5 + 2.6 \frac{(5-1)(0.6 + 0.45 + 0.5)}{6 \cdot 100 \cdot 3 / (400 \cdot 2) + 1}) \frac{4 \cdot 10^3}{400 \cdot 2} = 67.2 \text{ МПа}. \quad (3)$$

Расхождение со значением, полученным МКЭ $\sigma_{\max}^{МКЭ} = 67.17 МПа$ (рис.5) составляет доли процента. Аналогичные вычисления для 6-го выреза приведут к величине $\sigma_{\max}^{ЭКБ} = 73.4 МПа$ с погрешностью приблизительно в 0.5%.

Уровень максимальных напряжений в пояске вне зоны приложения сосредоточенной силы составляет 48МПа. Таким образом, коэффициент концентрации напряжений в стрингере с овальными вырезами равен примерно $\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max}^{ЭКБ} / \sigma_0 = 73.4 / 48 = 1.53$, т. е. относительно невысокий. У стрингера при осевом растяжении величина α_{σ} несколько выше, так как напряжения постоянны по всей высоте балки.

Для стрингера тех же размеров, но с шириной перемычки, увеличенной до $c=0.6Н$, картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу приведена на рис.7. Как и в предыдущем случае, распределение $\sigma_{\max}^{ЭКБ}$ носит линейный характер, а коэффициенты α_V и α_M для этого случая перфорации принимают значения $\alpha_V = 8.94$ и $\alpha_M = 2.37$. Судя по полученным значениям, можно отметить, что роль поперечной нагрузки несколько возросла, а роль изгибающего момента почти не изменилась. Напряжения в районе 6-го выреза возросли лишь вследствие смещения выреза по длине к центру из-за увеличения перемычек.

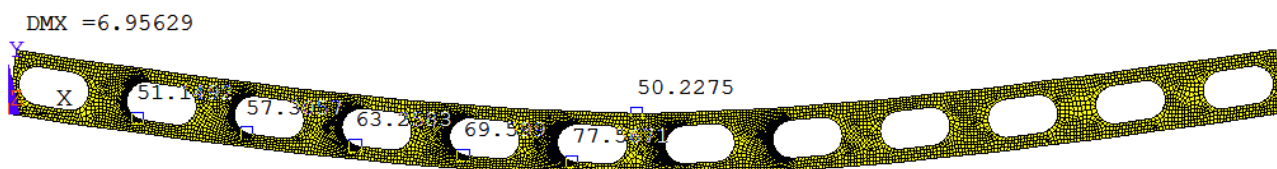


Рис.7 Напряжения в стрингере длиной $l=8м$ с шириной перемычек $c=240мм$ при действии сосредоточенной силы $P=4кН$

Проверка зависимости (2) применительно к двум вырезам – 5-му и 3-му – приводит к значениям

$$\sigma_{\max}^{ЭКБ} = (8.94 + 2.37 \frac{(5-1)(0.6+0.6+0.5)}{6 \cdot 100 \cdot 3 / (400 \cdot 2) + 1}) \frac{4 \cdot 10^3}{400 \cdot 2} = 69.5 МПа ;$$

$$\sigma_{\max}^{ЭКБ} = (8.94 + 2.37 \frac{(3-1)(0.6+0.6+0.5)}{6 \cdot 100 \cdot 3 / (400 \cdot 2) + 1}) \frac{4 \cdot 10^3}{400 \cdot 2} = 57.1 МПа .$$

(4)

Погрешность вычисления для 3-го выреза не превышает 0.5%. Коэффициент концентрации напряжений при этом равен примерно $\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max}^{ЭКБ} / \sigma_0 = 77.5 / 50.2 = 1.54$, т.е. остался на том же уровне, что и для балки с меньшей шириной перемычек.

В облегченных стрингерах Правилами допускаются вырезы высотой до 0.7Н, поэтому наряду с указанными выше стрингерами был произведен расчет МКЭ днищевого стрингера облегченного типа с $h=0.7Н$ и длиной 8м (рис.8).

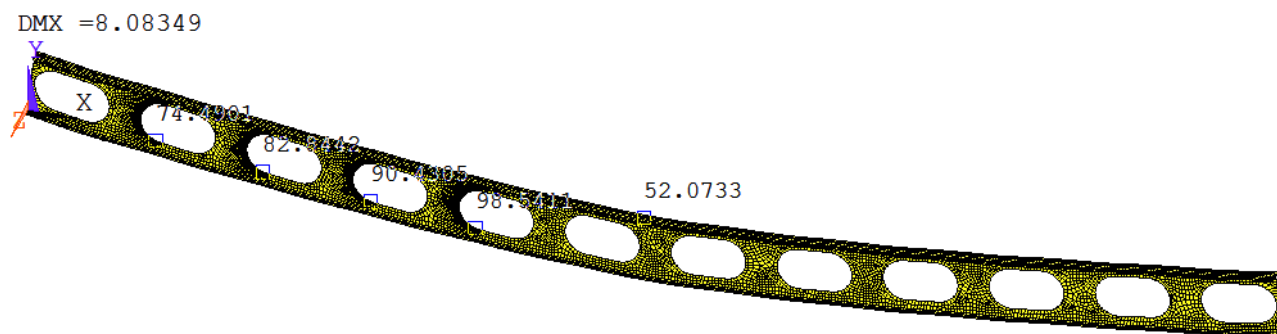


Рис.8 Напряжения в облегченном стрингере длиной $l=8м$ с шириной перемычек $c=200мм$ и высотой вырезов 0.7Н при действии сосредоточенной силы $P=4кН$

Расчет напряжений по зависимости (2) показал, что значения коэффициентов будут $\alpha_V = 13.3$ и $\alpha_M = 2.62$, т. е. возросла роль поперечной силы. Напряжения в районе вырезов возросли примерно на 50%, хотя в полках они выросли всего на 5%. Для 4-го выреза имеем

$$\sigma_{\max}^{\text{экс}} = (13.3 + 2.62 \frac{(4-1)(0.7+0.5+0.5)}{6 \cdot 100 \cdot 3 / (400 \cdot 2) + 1}) \frac{4 \cdot 10^3}{400 \cdot 2} = 90.4 \text{ МПа} \quad (5)$$

Именно в силу существенного роста величины α_σ при увеличении относительной высоты вырезов β свыше 0.6 и объясняется ограничение допустимых высот вырезов цифрой 0.6.

Конечно, для широкого обобщения полученные результаты нуждаются в дополнительных исследованиях с большим числом вариантов конструктивного оформления и размерений.

Выводы

1 При осевом растяжении величина коэффициента концентрации напряжений в стрингерах с овальными вырезами, расположенными горизонтально, с увеличением ширины перемычек возрастает, а при поперечном изгибе наоборот – убывает.

2 Вертикальное расположение овальных вырезов приводит к более высокому уровню концентрации напряжений, чем горизонтальное.

3 При одинаковых параметрах перфорации величина при поперечном изгибе почти всегда больше, чем при осевом растяжении.

4 Для оценки эквивалентных напряжений в перфорированном стрингере при поперечном изгибе может быть использована эмпирическая зависимость (2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Гарбуз В.С. Концентрация напряжений в прерывистых связях судового корпуса. - Л.: Судостроение, 1967.- 186с.

2 Казанов Г.Т., Новиков В.В., Турмов Г.П. Концентрация напряжений и другие особенности напряженного состояния судовых корпусных конструкций. - Владивосток: ДВФУ, 2014. - 178 с.

3 Справочник по строительной механике корабля. Т.2 // Г.В. Бойцов и др. - Л.: Судостроение, 1982. – 464 с.

4 Тананыкин С. В., Притыкин А.И. Программа создания расчетной модели перфорированной балки с чередующимися овальными и круглыми вырезами IB-OVAL-CIRC. // Свидетельство о госрегистрации программы для ЭВМ №2016660745 от 21.09.2016 г.

5 Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. ч. II, Корпус - С-Пб, 2016. – 196 с.

6 Притыкин А.И. Распределение и концентрация напряжений во флорах с овальными и круглыми вырезами // Морские интеллектуальные технологии. - 2017. - №3 (37), т.1. – С.29-33.

7 Притыкин А.И., Мисник А.В., Лаврова А.С. Особенности расчета перфорированных балок МКЭ // Известия КГТУ. - 2016. - № 43. - С.249-259.

INFLUENCE OF SHEAR FORCES ON STRESS CONCENTRATION IN STRINGERS WITH OVAL OPENINGS

Pritykin Alexej Igorevich, Dr. Of Tech. Sci., prof. of the shipbuilding department
Moroz Vera Sergeevna, student of 16SB group

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: prit_alex@mail.ru

Value of the stress concentration in a stringer of bottom assembly with oval openings was investigated. It was considered variants of axial loading, reflecting the stringer participation in common flexure of the ship hull, and loading with concentrated force, producing local flexure of stringer between transverse bulkheads. So as the design solutions admit horizontal and vertical location of ovals it was considered both these variants. Basic method of investigation was the finite element method added with empirical relation for estimation of equivalent stresses near contour of arbitrary opening. Aim of investigation was in determination of influence of character of loading and orientation of openings on value of SCF. Analysis of FEM results show the level of SCF increase with the reducing of relative depth of openings

УДК 66.086.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СВЕРХВЫСОКОЧАСТОТНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СУДОСТРОЕНИИ

Романюта Дмитрий Александрович, ведущий инженер

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: dmitrij.romanyuta@klgtu.ru

В работе представлены основные направления применения композитных материалов в промышленности. Описаны основные преимущества и недостатки стеклопластикового материала. Приведены основные способы модификации полимерных изделий. Выполнены исследования по оценке влияния электромагнитного излучения (ЭМИ) на прочностные показатели стеклопластикового материала. Установлено, что воздействием на стеклопластиковый материал ЭМИ можно достигнуть эффекта упрочнения до 11%

Введение

В настоящее время, композитные материалы используются повсеместно во всех отраслях промышленности – строительство (стеклопластиковая арматура, трехслойные конструкционные панели, системы внешнего армирования и пр.) [1], машиностроение (кузова автомобилей, накладки на поршни двигателя внутреннего сгорания и пр.) [2], авиастроение (фюзеляж, элементы двигателя внутреннего сгорания, наиболее подверженные нагреванию и пр), ракетостроение др. Судостроительная отрасль также не является исключением, где среди многих видов композитных материалов наибольшее распространение получил стеклопластиковый материал. Из этого материала сейчас изготавливают различные судовые элементы (дейдвудные трубы, трубопроводы, гребные винты, перья рулей и др.), элементы судовых конструкций (мачты, надстройки) и корпуса судов в целом.

Вместе с тем, стеклопластиковый материал обладает некоторыми недостатками, ограничивающими область его применения. К ним можно отнести низкий модуль упругости из-за этого материал легко гнется, гигроскопичность т.к. некоторый стеклопластиковый материал способен впитывать влагу, слабую износостойкость. С течением времени прочностные показатели материала падают, анизотропию свойств (в различных направлениях материала его физико-механические характеристики разные) и др. [3] По этой причине, вопрос повышения физико-механических свойств (в частности прочностных и гигроскопичных) стеклопластикового материала представляется актуальным и перспективным.

Данный вопрос изучается уже достаточно давно, и в связи с этим уже предложено большое количество разнообразных методов модификации полимерных изделий, нацеленных на повышение физико-механических характеристик материалов. Существующие виды можно обобщить и

представить в форме схемы, представленной на рис. 1 [4]. Одним из наиболее эффективных, и в то же время технологически, экономически и экологически целесообразным методом модификации является воздействие на материал электромагнитным излучением.

Электромагнитное излучение (ЭМИ) - электромагнитные волны, возбуждаемые различными излучающими объектами, – заряженными частицами, атомами, молекулами, антеннами и пр. В зависимости от длины волны различают гамма-излучение, рентгеновское, ультрафиолетовое излучение, видимый свет, инфракрасное излучение, радиоволны и низкочастотные электромагнитные колебания [5].



Рис. 1 Способы модификации полимерных изделий

Среди всех диапазонов электромагнитного излучения наибольший интерес представляют волны сверхвысокочастотного (СВЧ) диапазона. СВЧ-волны, по сравнению с волнами других диапазонов, обладают рядом характерных преимуществ - интенсифицируют энергообмен в веществе путем преобразования излучаемой энергии в кинетическую энергию колебаний молекул; обеспечивают равномерность обработки вещества в облучаемом объеме; не нуждаются в дополнительных элементах для трансформации структуры вещества, обеспечивают высокую стабильность потока [6].

В России нормированием проектирования, эксплуатации и наблюдения судов занимаются два надзорных органа: Российский Морской Регистр Судоходства (далее РМРС) и Российский Речной Регистр (далее РРР). Эти Регистры предъявляют требования к проектированию не только металлических судов, но и судов, выполненных из неметаллических материалов, в число которых входит и стеклопластик. Согласно п. 2.1.1. [7], в качестве связующего материала разрешено использовать полиэфирную, эпоксидную или винилэфирную смолу, а в качестве армирующего – ткани, жгуты или маты из стеклянных, углеродных или арамидных волокон. Согласно п. 6.3.2. [8], в качестве связующего можно использовать полиэфирную или эпоксидную смолу. Согласно п. 6.3.6. [8], в качестве армирующего используются стекловолоконистые материалы различных типов – ткани, жгуты, маты и т.д. В результате, в качестве исследуемого стеклопластикового материала был выбран материал, изготовленный на основе полиэфирной смолы «1094 АWTP-1» и конструкционной стеклоткани «Т-11-ГВС-9». Каждый из материалов удовлетворяет минимальным требованиям, предъявляемым к связующим и армирующим материалам РМРС и РРР.

Постановка задачи

Целью данной работы является экспериментальное определение возможности повышения прочностных характеристик композитных материалов путем воздействия электромагнитным излучением СВЧ-диапазона. В качестве исследуемого композитного судостроительного материала принимается стеклопластик, изготовленный из полиэфирной смолы и конструкционной стеклоткани сатинового переплетения.

Анализ аналогичных работ

Вопросом изучения влияния микроволнового излучения на полимерные материалы занимаются уже давно, однако не одна из них не ориентирована на достижение цели, поставленной в данной статье. В работах [6, 9] исследуется влияние микроволнового излучения на поливинилхлоридные пленки. Существует работа [10] по исследованию влияния излучения СВЧ-диапазона на физико-механические характеристики углепластиков. Имеются работы [11 - 13], в которых исследовались физико-механические характеристики стеклопластика, но только, во-первых, после облучения исключительно смолы, с последующим ее применением в изготовлении образцов, и, во-вторых, с использованием не СВЧ электромагнитных волн, а «...наносекундных электромагнитных импульсов и одновременно электромагнитного переменного поля.» [11].

Методика исследований и аппаратура

В качестве исследуемых образцов приняты образцы, в соответствии с [14], по типу 2. Чертеж образца со всеми размерами представлен на рис. 2. Средняя толщина испытываемых образцов составляет 3,3 мм.

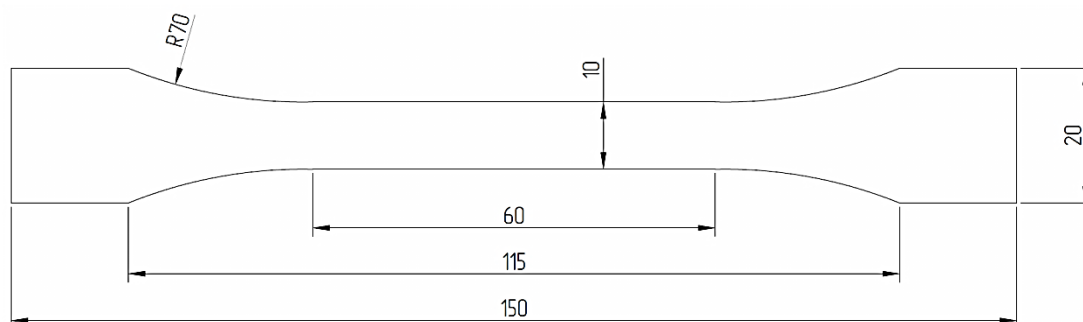


Рис. 2 Чертеж испытываемого образца

В эксперименте участвовала установка, способная генерировать волны ЭМИ СВЧ диапазона с фиксированной частотой 2,45 ГГц с максимальной мощностью 800 Вт. Конструкция установки позволяет включать ее в работу с различными значениями выходной мощности – 80, 240, 400, 640 и 800 Вт. При этом имеется возможность регулировать время облучения с точностью до 5 с. В работе исследовалось влияние двух мощностей излучения – 80 и 240 Вт.

Образцы помещались в установку и подвергались облучению на определенной мощности в течение некоторого времени (10, 20, 30, 40, 50, 60, 75, 90, 105, 120, 135, 150, 165, 180 с). Далее образцы подвергались растягивающей нагрузке на испытательной машине Р-10, с максимальной нагрузкой 100 кН. В результате испытания снималось максимальное значение нагрузки, которое, при делении на площадь поперечного сечения образца, давало значение предела прочности облученного материала. Итоговый результат осреднялся по трем образцам на каждом времени и мощности облучения. Таким образом, было испытано около 90 образцов.

Результаты и обсуждения

Для оценки влияния ЭМИ на характеристики материала, было решено использовать критерий «удельной поглощенной энергии», состоящий из трех основных факторов – времени облучения, мощности облучения и массы образца. Данный критерий рассчитывается по следующей формуле:

$$E = \frac{P \cdot t}{1000 \cdot m}, \quad 1)$$

где E – удельная поглощенная энергия, кВт/кг

P – мощность излучения, Вт, которая составляла 80 или 240 Вт.

t – время облучения с варьирующееся от 10 до 180 с.

m – масса образца, кг.

По результатам экспериментов были построены графики изменения предела прочности материала (ось ординат) от удельной поглощенной энергии (ось абсцисс). На рис.3 представлен график, соответствующий эксперименту при мощности ЭМИ 80 Вт. Точками отмечены экспериментально полученные характеристики. Горизонтальной штрихпунктирной линией показано номинальное значение предела прочности материала (без облучения). На рис.4 представлен аналогичный график, но для мощности излучения 240 Вт.

При мощности 80 Вт в большинстве случаев облучения наблюдается ухудшение предела прочности материала вплоть до 29% (номинальное значение предела прочности – 218 МПа, наименьшее – 153 МПа). Вместе с тем, на в некоторых случаях, наблюдается и упрочнение материала, вплоть до 11% (наибольшее полученное значение предела прочности – 242 МПа).

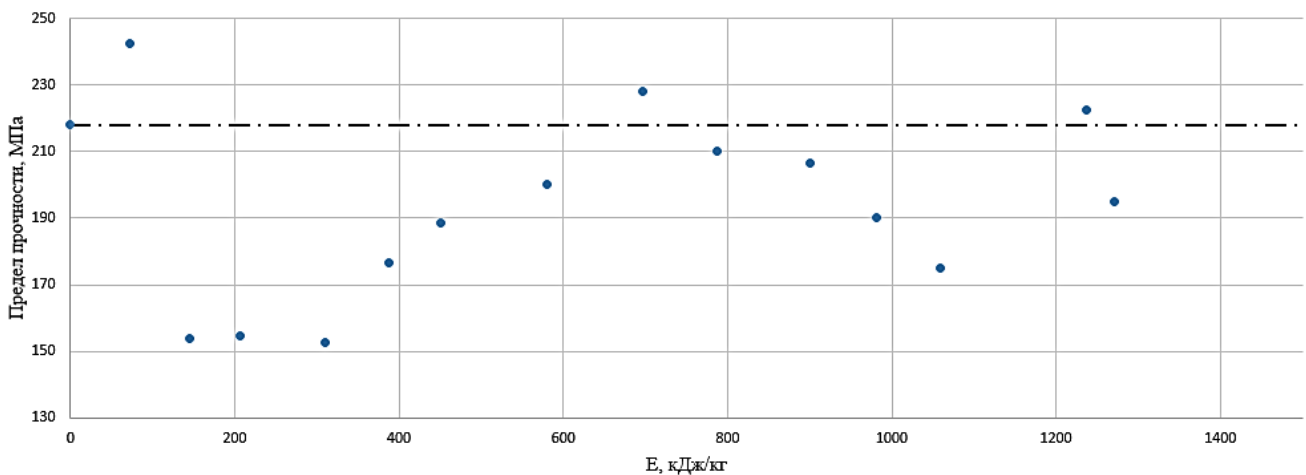


Рис.3 Результаты эксперимента при мощности ЭМИ 80 Вт.

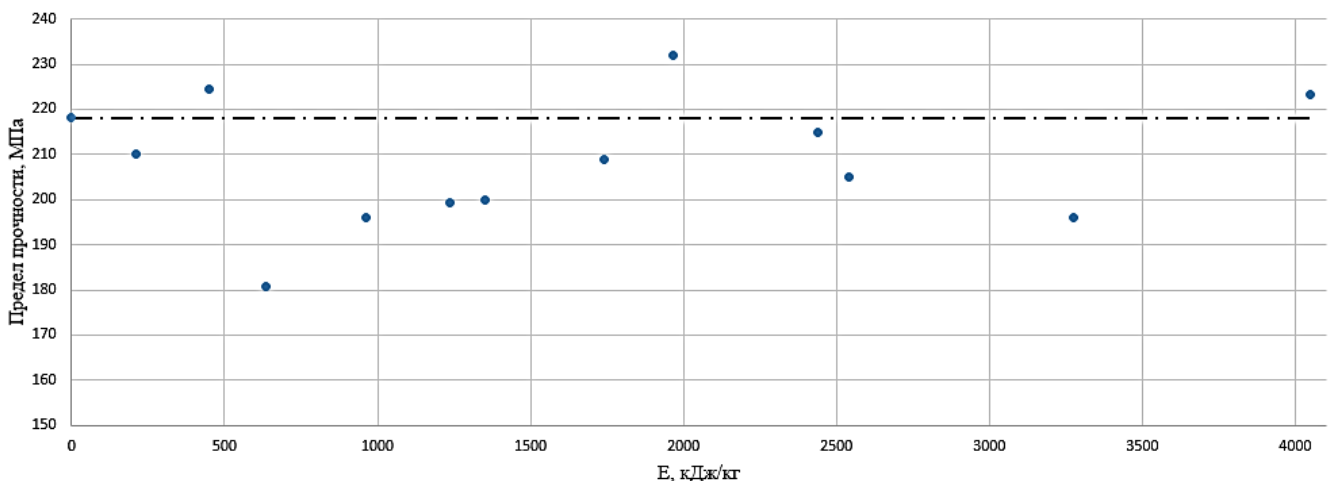


Рис.4 Результаты эксперимента при мощности ЭМИ 240 Вт.

При этом следует отметить, что наибольшее упрочнение достигается при небольшом значении удельной поглощенной энергии (73 кВт/кг).

При мощности 240 Вт также в большинстве случаев облучения наблюдается ухудшение предела прочности материала до 17% (наименьшее значение предела прочности – 181 МПа). Тем не менее, имеются и зоны упрочнения, где предел прочности материала возрастает на 6%. (наибольшее полученное значение предела прочности – 232 МПа).

Заключение

Таким образом установлено, что электромагнитное излучение сверхвысокочастотного диапазона оказывает заметное влияние на прочностные характеристики стеклопластикового материала. По большей части, данное влияние отрицательное, что подразумевает снижение прочностных показателей материала, однако при определенных соотношениях мощности и времени облучения, можно добиться положительного эффекта, вплоть до 11%.

Полученные результаты показывают, что технология модификации композитных материалов методом электромагнитного излучения имеет смысл на существование, однако данный вопрос требует более углубленного изучения, особенно, что важно для судостроительной отрасли, в части вопросов водопоглощения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 «Композиционные материалы: виды, применение в строительстве и основные преимущества» [эл. ресурс]. Режим доступа: <http://stroibloger.com/kompozitsionny-e-materialy-vidy-primenenie-v-stroitel-stve-i-osnovny-e-preimushhestva/>. Дата обращения: 16.07.2019.

2 «Стали крышка!» [эл. ресурс]. Режим доступа: <https://rg.ru/2014/04/17/kompozit.html/>. Дата обращения: 16.07.2019.

3 «Недостатки стеклопластиковых материалов» [эл. ресурс]. Режим доступа: <http://www.steklo-tech.ru/About/nedostatki.html>. Дата обращения: 16.07.2019.

4 Инновационные технологии полимерных композиционных материалов / О. Ю. Еренков, С.А. Ковальчук. - Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2016.- 187 с.

5 «Электромагнитное излучение» [эл. ресурс]. Режим доступа: https://www.krugosvet.ru/enc/nauka_i_tehnika/fizika/ELEKTROMAGNITNOE_IZLUCHENIE.html. Дата обращения: 16.07.2019.

6 Абуталипова Е.М. Улучшение эксплуатационных свойств изоляционных покрытий с использованием сверхвысокочастотного излучения [Текст] / Е.М. Абуталипова, И.Р. Кузеев, Н.С. Шулаев // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2013. - №4. С. 316-327.

7 Часть XVI «Конструкция и прочность корпусов судов из полимерных композиционных материалов». Правила классификации и постройки морских судов. Российский Морской Регистр Судостроения. – Санкт-Петербург. – 2019.

8 Часть X «Материалы и сварка». Правила классификации и постройки судов. Российский Речной Регистр. – Москва. – 04.2017.

9 Сулейманов Д.Ф., Шулаев Н.С., Абуталипова Е.М. «Исследование воздействия микроволнового излучения на эксплуатационные характеристики изоляционных материалов на основе поливинилхлорида» Бутлеровские сообщения. 2015. Т.42. №5. с.31-35

10 Лобина И.В. Влияние СВЧ электромагнитного поля на прочностные характеристики отвержденного углепластика [Текст] / И.В. Злобина // Вопросы электротехнологии. – 2018 г. - №2 (19), С. 14-18

11 Еренков О.Ю. Получение стеклопластика повышенной прочности [Текст] / О.Ю. Еренков, А.И. Рожков, А.М. Козиев // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре Государственного Технического Университета. – 2017. - №1 (29). – С. 72-78

12 Еренков, О. Ю. Исследование эффективности влияния предварительной электрофизической обработки связующего на прочностные характеристики ПКМ / О. Ю. Еренков, В. Л. Никищечкин // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. – 2010. – № I-1 (2). – С. 99-104.

13 Еренков, О. Ю. Совершенствование технологии производства изделий из стеклопластиков / О. Ю. Еренков, В. Л. Никищечкин, М.В. Зеленев // Вестник машиностроения. – 2014. – № 7. – С. 61-64.

14 ГОСТ 11262-2017. Пластмассы. Метод испытаний на растяжение [Текст]. – Москва: ФГУП «СтандартИнформ», 2018 – 20 с.

RESEARCH OF THE EFFECT OF MICROWAVE ELECTROMAGNETIC RADIATION ON THE STRENGTH OF COMPOSITE MATERIALS USED IN SHIPBUILDING

Romanyuta Dmitriy Alexandrovich, lead engineer of the industrial laboratory of operational strength of fishing vessels of the research center for shipbuilding "KSTU"

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: dmitrij.romanyuta@klgtu.ru

The paper presents the main direction of application of composite materials in the industry. The main advantages and disadvantages of fiberglass material are described. The basic methods for the modification of polymer products are given. Studies have been performed to evaluate the effect of electromagnetic radiation (EMR) on the strength characteristics of a glass-reinforced plastic material. It was found that the impact on the fiberglass material EMR can achieve the effect of hardening up to 11 %.

УДК 621.7.08

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ (ЦПГ) ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Щербаков Владимир Иванович, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: tam@klgtu.ru

В результате исследования электроимпульсного укрепления деталей цилиндро-поршневой группы корабельных дизельных двигателей, рассмотрены особенности укрепления: алюминиевые и стальные поршни, коленчатые валы, кулачки, поршневые пальцы. Приведены результаты исследований накладок укрепляющих покрытий на шамферы корабельных клапанов методом «замораживания»

Наиболее подверженные износу в судовых дизелях /ДВС/ являются детали ЦПГ, такие как поршни, поршневые пальцы, распределительные валы, коленчатые валы, клапана и др. детали. К ним предъявляются высокие требования, как при изготовлении, так и особенно при восстановлении.

Проведенные исследования показывают эффективность метода электроимпульсного упрочнения позволяющего более чем в 1,5 раза увеличить срок службы деталей при восстановлении. Основная особенность метода состоит в том, что детали при упрочнении не перегреваются и не

имеют деформации при высокой прочности сцепления с основным металлом детали при высокой твердости до 67 HRC и высокой износостойкости покрытий.

К таким деталям ЦПГ, на которых проводились исследования метода электроимпульсного упрочнения, следует отнести: распределительные валы, поршни, головки поршней, поршневые пальцы. А также проводились исследования по наплавке фасок судовых клапанов на установке токов высокой частоты ОБ-1316 (разработки АН института сварки «Патона» Украина) методом «намораживания».

Особый интерес представляют работы по упрочнению канавок алюминиевых поршней судовых ДВС. Где исследования показали, что использование метода электроимпульсного упрочнения с порционной подачей ферропорошка (в аналог упрочнения стальных деталей) малоэффективен, так как не обеспечивает прочность сцепления покрытия с основой ввиду наличия на поверхности алюминиевых сплавов окисной пленки Al_2O_3 . Проведенные исследования при упрочнении канавок поршней проводились в псевдокипящем слое ферропорошков с добавлением активирующих и пассивирующих порошков влияющих на экзотермические процессы в процессе упрочнения. В процессе упрочнения канавок алюминиевых поршней впервые была разработана уникальная технология с использованием эффекта «само распространяющегося высокотемпературного синтеза-СВС», суть которого заключается в протекании экзотермической реакции «сухого» горения порошков в псевдокипящем слое. Упрочнение проводилось порошками ферробора с содержанием: до 25% В, и 8% АL и др. Для реализации процесса СВС использовались различные порошки в качестве активирующих порошки редкоземельных металлов, в качестве пассивирующих порошков замедляющих время поджига использованы окиси алюминия и окиси титана.

Исследования проводились: металлографические на установках ПМТ-3, твердомерах Бриелля и Роквелла микроскопе «Neophot-21» и рентгеноспектральном микроскопе «Катебах». Испытания износостойкости на машине трения МТ-2, и специально разработанных стендах, позволяющих проведение испытаний при повышенных температурах в условиях виброударного нагружения.

Общий вид установки по упрочнению канавок алюминиевых поршней показан на Рис.1



Рис. 1 Участок по восстановлению алюминиевых поршней

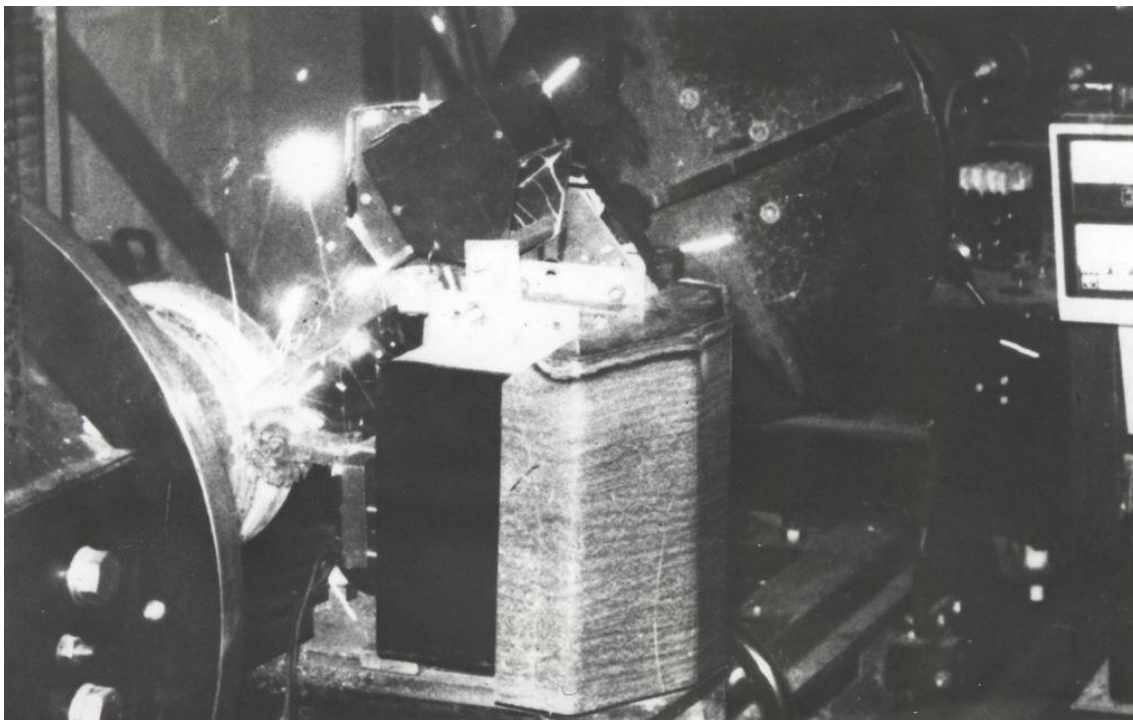


Рис.2 Процесс упрочнения канавок алюминиевых поршней в режиме СВЧ системами порошков подаваемых из бункера дозатора

Микроструктуры поверхности после упрочнения в режиме СВЧ ферробором показаны на рисунках 3 и 4, где под воздействием магнитных полей при их регулировке можно получить включения различающиеся по форме. При этом не происходит деформаций и формируясь внутри поверхности включения увеличивается твердость поверхности основного металла поршней.

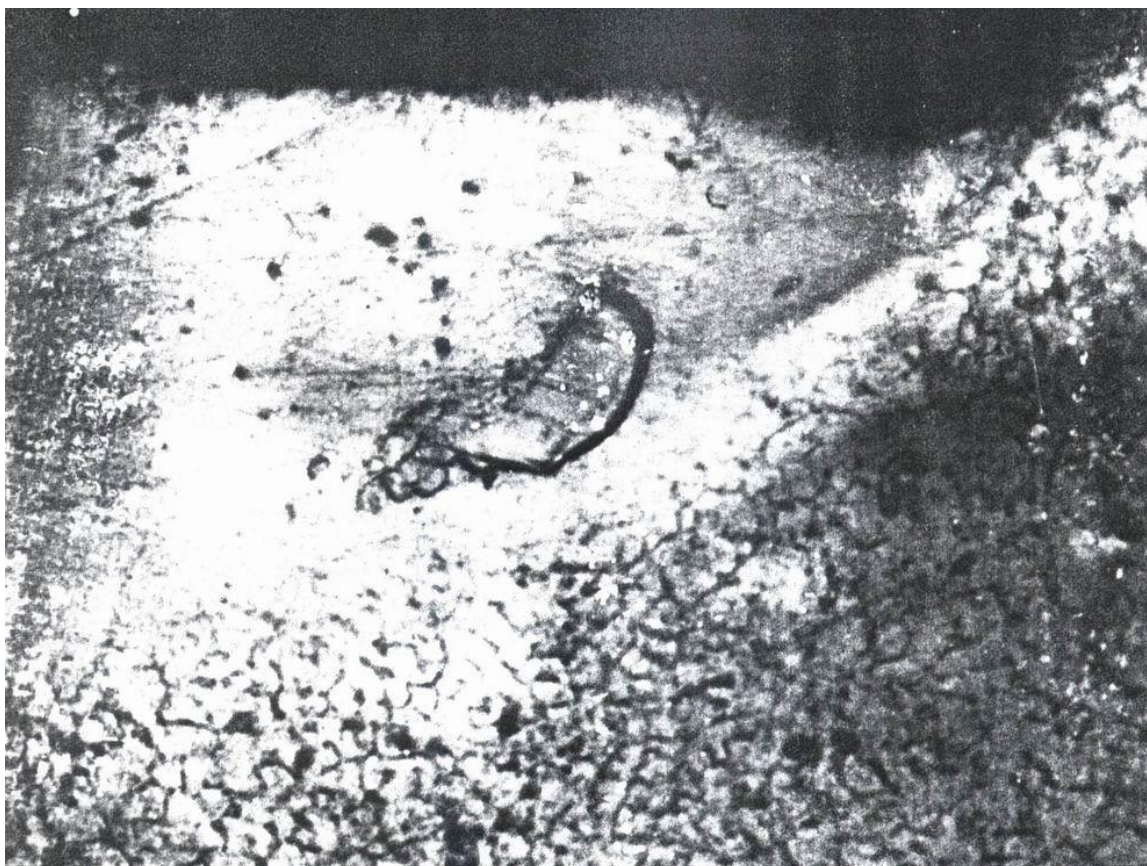


Рис.4 3 Микроструктура поверхности канавок алюминиевых поршней после упрочнения ферробором в режиме СВЧ



На микрошлифах видны включения высокой твердости Ферробора и отбеленная зона упрочнения поверхности основного материала алюминиевого поршня.

Восстановление алюминиевых поршней является законченной научной разработкой в которой реализованы новейшие технологии восстановления: «метод постановок коронок»; калибрование канавок после электроимпульсного упрочнения; нанесение упрочняющих покрытий в режиме СВЧ и др. Срок службы алюминиевых поршней после восстановления в 1,5 – 2 раза выше новых фирмы MAN.

Результаты исследований подтверждены четырьмя патентами , и актами проведения эксплуатационных испытаний

Научные исследования проводились в лабораториях кафедры. Эксплуатационные непосредственно на судах.

Рисунок 4 Микроструктура поверхности канавок алюминиевых поршней после упрочнения ферробором в режиме СВЧ

Наряду с разработкой технологического процесса восстановления алюминиевых поршней судовых ДВС, проводилась научная работа по восстановлению распредвала, коленчатого вала , стальных головок поршней, поршневых пальцев и других быстроизнашивающихся деталей методом электроимпульсного упрочнения кусковым и порошками ферробора, а так же наплавка фаски клапана методом «намораживания» на установке токов высокой частоты ОБ1316

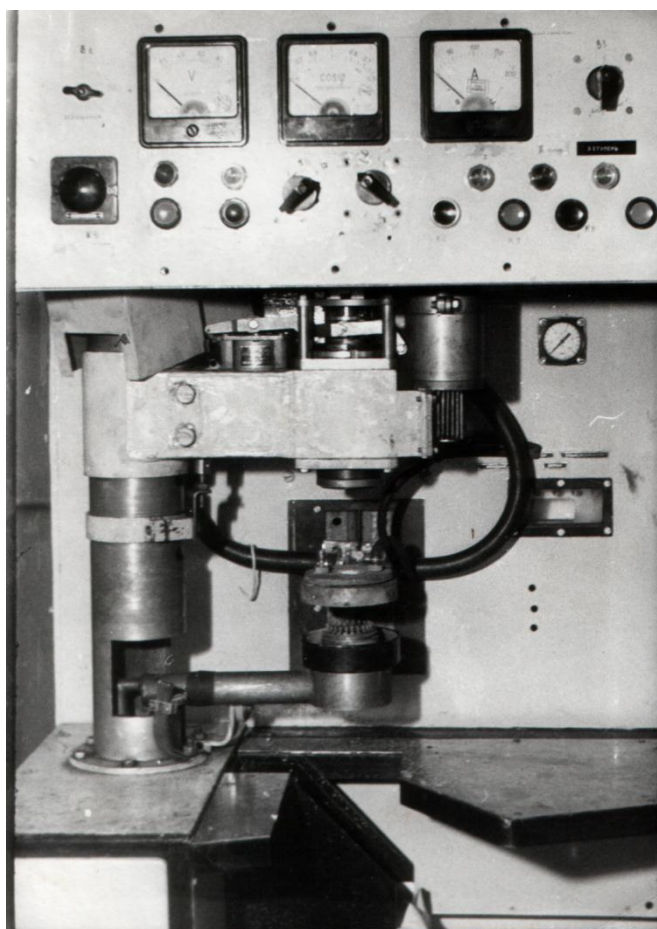


Рис. 5 Установка по наплавке фаски клапана ОБ1316 по методу намораживания

Производительность установки 120 клапанов в час. Источник питания служит машинный генератор с частотой 8 кГц.. Работает следующим образом: клапан устанавливается в цанговый зажим и приводится его вращение. Далее включается первая ступень и кольцо быстро оплавляется на тарелке клапана. На второй ступени (шалящей режим) равномерно расплавляясь в полости канавки плавно оплавляется. На третьей ступени под тарелку клапана подводится душирующее устройство и идет кристаллизация фаски от нижних слоев к поверхности. По этому техпроцессу была наплавлена опытная партия клапанов в количестве 50 шт. Общий вид клапана после наплавки по методу намораживания показан на Рис. 6

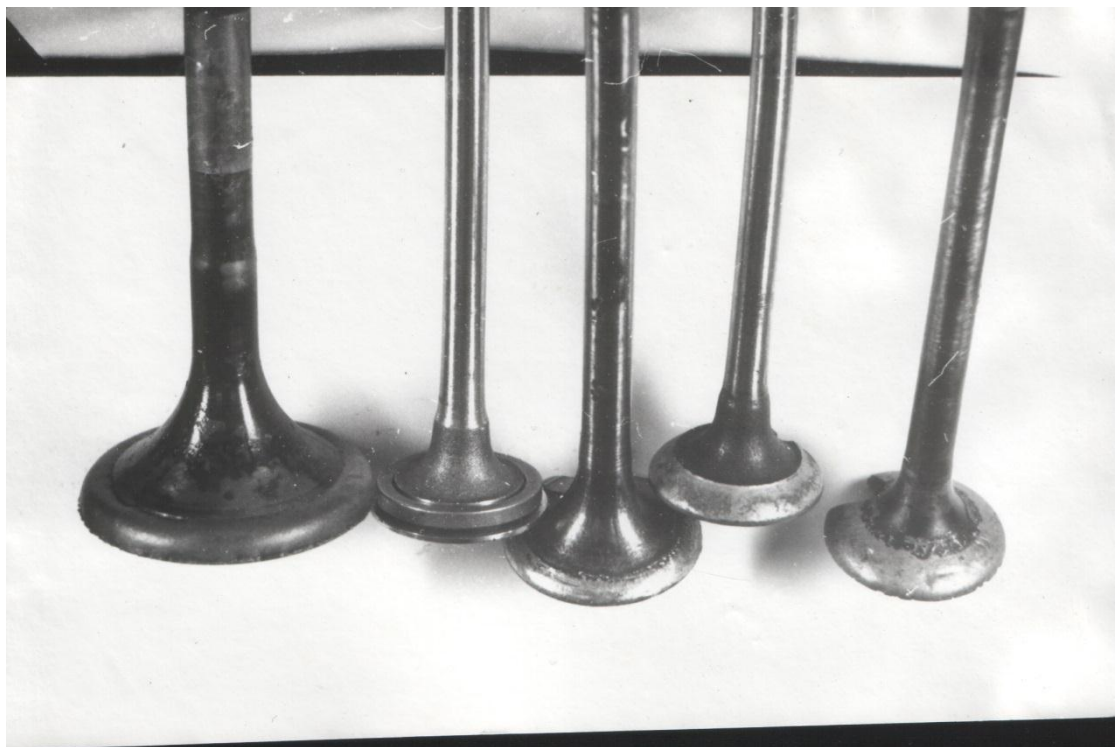


Рис.6 Наплавленные клапана: первый слева и третий –лазерным лучом, второй подготовленный к наплавке по методу «намораживания», четвертый после наплавки по методу «намораживания», пятый газопламенной наплавкой.

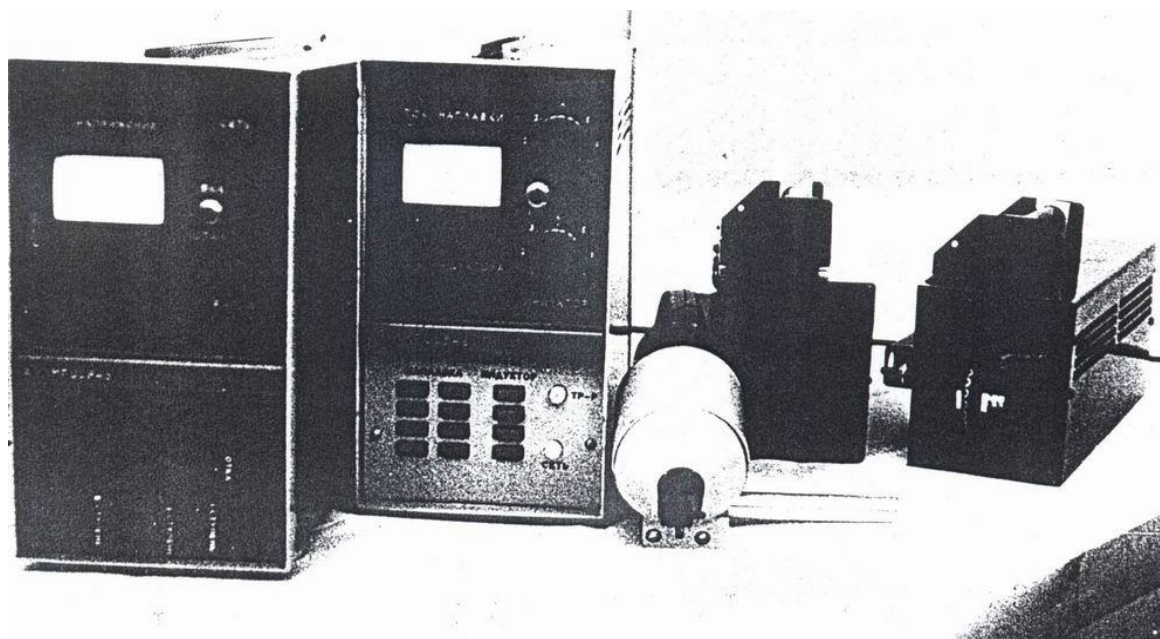


Рис. 7 Комплект оборудования для электроимпульсной наплавки «Импульс 6»

Для восстановления в электроимпульсном режиме была разработана установка «Импульсб» и выпущенная в количестве 30 шт. показанная на рисунке 7 состоящая из блока вибраторов для ручной наплавки БП1, для наплавки тел вращения БП2 и для упрочнения канавок поршней БП3.

Не смотря на то, что испытания коленчатых валов на судовых ДВС не проводились исследования, проведенные на компрессорной установке ОАО «Балткран» упрочненного порошком ферробора коленчатого вала показали эффективность метода электроимпульсного упрочнения. Это связано с тем, что высокая твердость поверхности более 65 HRC и высокая износостойкость боридов значительно (более чем в 2 раза) повышает срок службы коленчатого вала. Одновременно было установлено, что особенности характера поверхности после упрочнения выраженное в виде дискретных куполов с высотой наплавленного слоя 0,3-0,4 мм и их последующим шлифованием до 0.15-0,2 мм на сторону способствует более длительной эксплуатации. Высказано предположение, что такая поверхности лучше удерживает смазку и способствует удачному выводу механических частиц по эрозионным каналам. Проведенные испытания на коленчатых валах в машиностроении показали, что метод можно эффективно внедрять на судовых коленчатых валах при износе их на сторону не более 0,2 мм.

Аналогично коленчатым валам проводились испытания на поршневых пальцах двигателях автобусов, где также получены положительные результаты.

Проведенные глубокие испытания метода электроимпульсного упрочнения ферропорошками (преимущественно ферробора) позволили разработать технологическую документацию на восстановление стальных головок поршней главного двигателя судовых дизелей. Была упрочнена опытная партия из трех головок поршней и поставлена на эксплуатационные испытания результаты, которых положительны.

Из проведенных исследований следует об эффективности метода электроимпульсного упрочнения при восстановлении деталей ЦПГ судовых ДВС.

Основная ценность метода наплавки в электроимпульсном режиме высокая твердость и износостойкость поверхности и что при наплавке не имеет место деформация деталей.

SCIENTIFIC RESEARCHES AND PROSPECTS OF CYLINDER-PISTON GROUP (CPG) DETAILS STRENGTHENING AT SHIP DIESEL ENGINES RESTORATION

Scherbakov Vladimir Ivanovich, associate professor

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: tam@klgtu.ru

Researches of electro-pulse strengthening of the cylinder-piston group details of ship diesel engines are resulted. Features of strengthening are considered: aluminium pistons, steel piston's heads, cranked shafts, camshafts, piston fingers. Research results of overlaying strengthening coverings on chamfers of ship valves by a "freezing" method are resulted.

**СЕКЦИЯ «СУДОВЫЕ И СТАЦИОНАРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ».
«ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ»**

**SECTION "SHIP AND STATIONARY POWER PLANTS".
"ELECTRICAL EQUIPMENT OF SHIPS"**

УДК 629.12

**УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА СУДОВОГО
ДВУХТАКТНОГО КРЕЙЦКОПФНОГО ДИЗЕЛЯ MAN B&W 6S60MC-C**

Волкова Лариса Юрьевна, канд. техн. наук, доцент
Дорош Кирилл Сергеевич, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: kirdorosh@gmail.com

Работа посвящена обзору двухтактного двигателя внутреннего сгорания MAN B&W 6S60MC-C. Детально описан принцип работы двигателя, представлено сравнение дизеля с другими моделями серии S-MC-C. На основании технических характеристик произведен расчет параметров цикловой подачи и рассмотрен фактор уравновешенности агрегата естественным способом от сил инерции поступательных и вращательно-движущихся масс и моментов от этих сил. На основании проделанных вычислений сделаны соответствующие выводы

Введение

Из основных зарубежных фирм и компаний наиболее авторитетных создателей и производителей судовой дизельной технологии можно назвать:

- 1 MAN B&W (Дания и Германия)
- 2 New Salzer Diesel (Швейцария)
- 3 Mitsubishi, Daihatsu (Япония)
- 4 Caterpillar (США)

Максимальная цилиндровая мощность судовых малооборотных двигателей (МОД) достигает 5710 кВт с частотой вращения коленчатого вала до 250 мин⁻¹. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра достигает 4,2.

Увеличение хода поршня (крейцкопфные двигатели) позволяет наиболее полно преобразовывать энергию сгоревшего топлива в цилиндре в механическую работу. При этом увеличивается КПД двигателя и снижается удельный эффективный расход топлива до 170 г/(кВт·ч).

Переход через «барьер по давлению» (среднее эффективное давление газов в цилиндре P_e более 1,9 МПа) диктует новые подходы к конструированию двигателей по:

- системам наддува;
- системам топливоподачи;
- охлаждению деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ);
- выбору материалов, методам их упрочнения, новым технологиям;
- экологической безопасности.

Ряд российских дизелестроительных предприятий, используя зарубежный опыт, приобретают лицензионное право производства современных моделей дизелей и агрегатов на базе ведущих мировых фирм. Это, например, ОАО «БМЗ» (г. Брянск), которое в течение нескольких десятилетий выпускает судовые малооборотные двигатели фирмы MAN B&W (Дания, Германия).

Назначение судовых МОД ОАО «БМЗ» – в качестве главных судовых установок на судах транспортного и рыболовского флота неограниченного района плавания.

Использование – двухтактные, крейцкопфные реверсивные с турбонаддувом и прямой передачей на гребной винт фиксированного или регулируемого шага.

Диапазон мощностей от 1100 до 27300 кВт. Диаметр цилиндров от 260 до 800 мм. Исполнение правое и левое.

Исполнение дизелей обеспечивает:

- выбор сочетания мощности и частоты вращения в широком диапазоне;
- стабильную работу на тяжелом топливе вязкостью до 70 сСт при 50 °С с содержанием серы до 2%
- высокий уровень автоматизации, обеспечивающий отсутствие вахтенного обслуживания;
- сервисное обслуживание во всех портах мира;
- возможность установки вала генератора с приводом от коленчатого вала для выработки электроэнергии.

На Рисунке 1 представлен поперечный разрез и общий вид судового двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC (крейцкопф – ползун). Основные технические данные судовых дизелей серии S-MC-C приведены в Таблице 1.

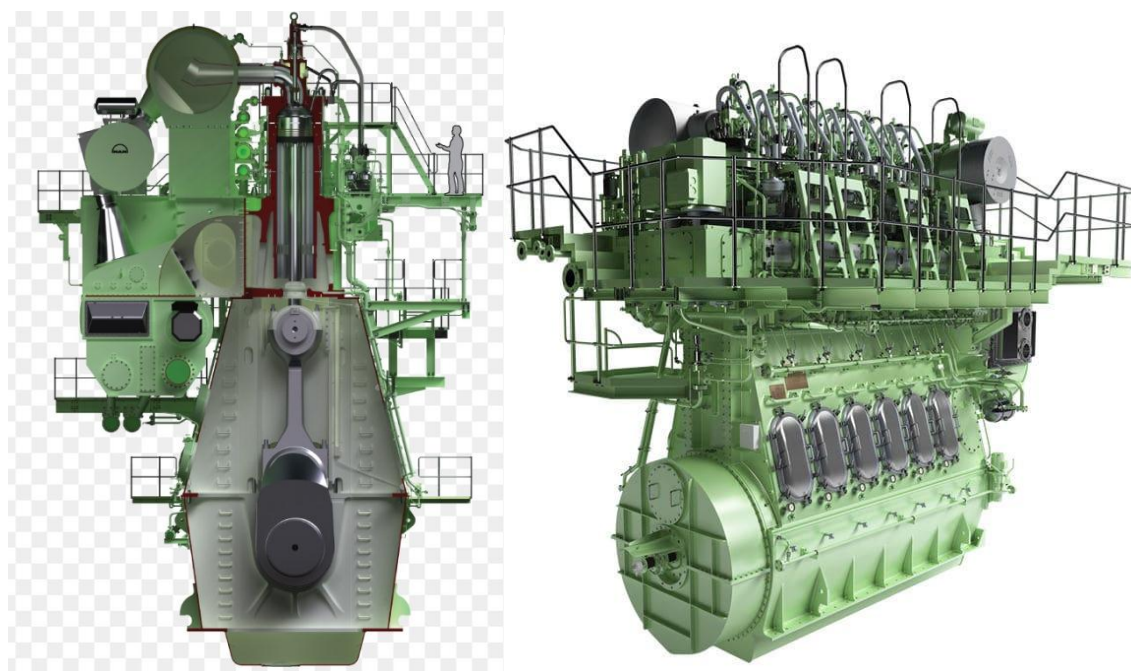


Рис. 1 Поперечный разрез и общий вид двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C

Основные технические данные дизеля MAN B&W 6S60MC-C

- 1 Число цилиндров, 6.
- 2 Диаметр цилиндра, 60 см.
- 3 Ход поршня, 240 см.
- 4 Удельный расход топлива, 170 г/(кВт·ч).
- 5 Эффективная мощность, 13530 кВт.
- 6 Частота вращения коленчатого вала, 105 мин⁻¹.
- 7 Система запуска от сжатого воздуха (давление 3 МПа).

- 8 Степени сжатия, 13.
 9 Вид топлива, мазут моторный.
 10 Давление продувочного воздуха, 0,25 МПа.
 11 Коэффициент избытка воздуха, 1,5.

Таблица 1

Характеристики дизелей серии S-МС-С

Показатели	Типы судовых дизелей					
	S46 МС-С	S50 МС-С	S60 МС-С	S70 МС-С	S80 МС-С	S90 МС-С
Цилиндровая мощность, кВт	1310	1580	2255	3105	3880	4880
Частота вращения, мин ⁻¹	129	127	105	91	76	76
Среднее эффективное давление, МПа	1,90	1,90	1,90	1,90	1,90	1,90
Ход поршня, мм	1932	2000	2400	2800	3200	3198
Диаметр цилиндра, мм	460	500	600	700	800	900
Отношение хода к диаметру	4,2	4,0	4,0	4,0	4,0	3,55
Средняя скорость поршня, м/с	8,3	8,5	8,4	8,5	8,1	8,1
Удельный эффективный расход топлива г/(кВт·ч)	174	171	170	169	167	167
Число цилиндров	4 – 8	4 – 8	4 – 8	4 – 8	6 – 8	6 – 7

Рассмотрим общее устройство и принцип действия дизеля MAN B&W 6S60MC-C (Рисунок 2) Фундаментная рама 1 двигателя составлена из высоких продольных балок, соединенных сваркой со сварно-литыми поперечными корпусными конструкциями, в которых размещены коренные опорные подшипники. Фундаментная рама, станина и блок цилиндров соединены между собой анкерными связями 3. Втулка цилиндра 6 опирается на блок цилиндров 7 причем ее верхняя часть выведена из блока и охлаждается тонкой оболочкой, которая образует полость охлаждения. Штуцеры для подвода цилиндрического масла расположены в верхней части втулки. Крышка цилиндра 9 кованая со сверлениями для охлаждающей воды. В крышке размещается один центральный выпускной клапан, через который осуществляется выпуск газов из цилиндра, две форсунки и предохранительные клапаны.

Выпускной клапан 11 имеет гидравлический привод и открывается под действием давления масла. В конструкции двигателя S60MC применена крышка цилиндра «колпачкового» типа, поэтому при нахождении поршня в ВМТ головка поршня располагается выше плоскости уплотнения крышки и втулки цилиндра. Поршень 12 изготовлен из жаростойкой хромомолибденовой стали, охлаждается маслом, которое подводится с помощью телескопического устройства к штоку 13 поршня в районе крейцкопфного соединения 15.

Шатун 16 имеет короткий стержень. Коленчатый вал 17 выполнен сварным, причем сварка осуществлена в середине рамовых (коренных) шеек. Упорный вал выполнен за одно целое с коленчатым валом. Распределительный вал 14 вращается от коленчатого вала при помощи цепной передачи. Он приводит в действие плунжерные насосы высокого давления и поршни гидравлических приводов клапанов. Выпускные газы с газового коллектора 10 поступают к газотурбоагнетателю (ГТА) 8. Цилиндры продуваются воздухом из ресивера 5, в который они нагнетаются ГТА через охладитель 4. Продувка цилиндра на малых частотах вращения коленчатого вала может осуществляться двумя электровоздуховками, а на полной нагрузке турбокомпрессором.

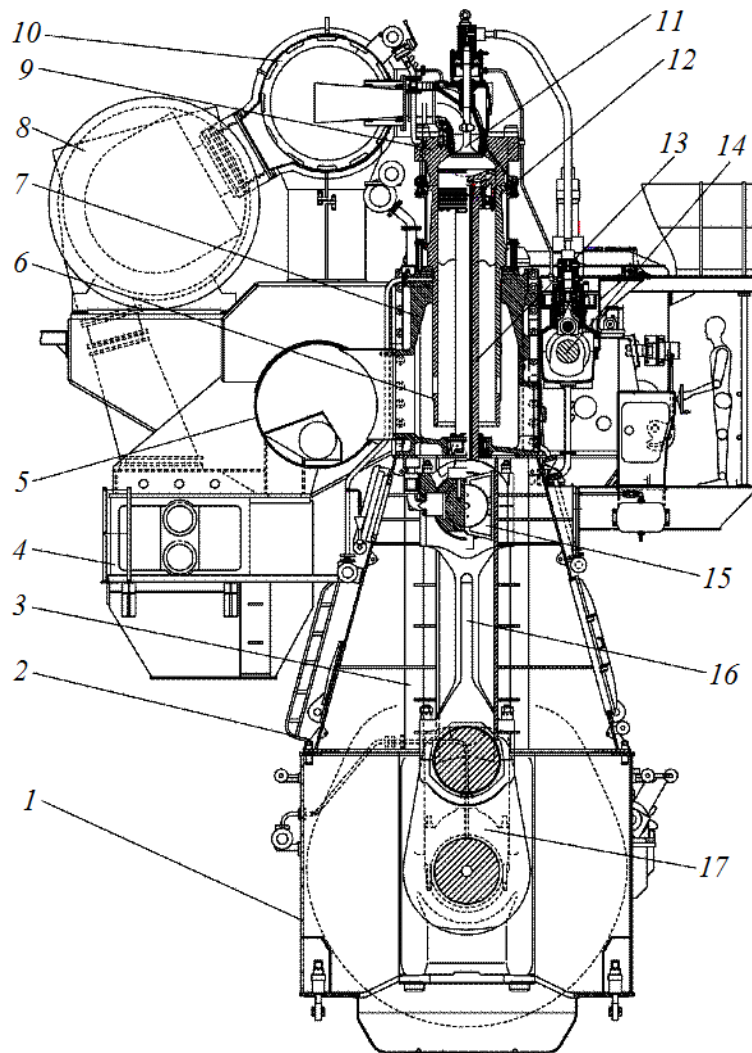


Рис. 2. Поперечный разрез и общий вид двухтактного крещкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C

Основная часть

Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется следующим образом.

Первый такт соответствует ходу поршня от ВМТ (верхняя мертвая точка) к НМТ (нижняя мертвая точка). В цилиндре, например, только что произошло сгорание топлива, и начался процесс расширения газов, т.е. осуществляется рабочий ход. Несколько раньше момента подхода поршня к продувочным окнам открываются выпускной клапан 11, и продукты сгорания начинают перемещаться из цилиндра 6 в воздушный коллектор 10. При этом давление в цилиндре резко падает. Продувочные окна открываются верхней частью поршня, и давление в цилиндре становится примерно равным давлению предварительно сжатого воздуха в ресивере или немного выше его. Воздух, поступающий в цилиндр через впускные (продувочные) окна, вытесняет через впускной клапан оставшиеся в цилиндре продукты сгорания и заполняет цилиндр (продувка), т.е. осуществляется газообмен.

Таким образом, в течение первого такта в цилиндре происходит сгорание топлива, расширение газов (рабочий ход), выпуск газов, продувка и наполнение цилиндра воздухом.

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ. В начале хода поршня продолжают процессы удаления выпускных газов, продувки и наполнения цилиндра свежим зарядом (воздухом). Конец продувки цилиндра определяется моментом закрытия продувочных окон и выпускного клапана, который закрывается или одновременно с продувочными окнами, или несколько ранее. Давление в цилиндре к концу газообмена в двухтактных двигателях выше атмосферного

и зависит от давления воздуха в ресивере. С момента окончания газообмена и полного перекрытия поршнем продувочных окон начинается процесс сжатия воздуха.

Когда поршень не доходит за $10 - 30^\circ$ по углу поворота коленчатого вала до ВМТ, в цилиндр через форсунки начинает подаваться топливо под давлением более 100 МПа в распыленном виде. Следовательно, в течение второго такта в цилиндре происходит окончание выпуска, продувка и наполнение цилиндра в начале хода поршня и сжатие при его дальнейшем ходе (когда продувочные окна и выпускной клапан закрыты).

На Рисунке 3 показан разрез головки цилиндров дизеля MAN B&W 6S60MC-C с расположением форсунок системы подачи топлива, выпускного клапана с его гидропневматическим приводом, рабочего поршня со штоком (крейцкопфа), выпускного коллектора.

Отработавшие газы поступают в выпускной коллектор, затем в турбокомпрессор, охладитель надувочного воздуха, воздушный ресивер, который служит для подачи воздуха в тангенциальные каналы гильзы цилиндров.

На Рисунке 4 изображена втулка цилиндров диаметром 600 мм с тангенциальными продувочными окнами, которая выполнена из чугуна. В настоящее время все МОД выпускаются только с прямоточно-клапанной схемой продувки. Поток воздуха движется вихреобразно вдоль цилиндра с полным вытеснением продуктов сгорания без значительного перемешивания их с воздухом. Благодаря хорошей организации газообмена с такой схемой продувки двигателя обладают низким значением коэффициента остаточных газов.

Тангенциальное расположение окон обеспечивает закручивание потока поступившего в цилиндр воздуха и его винтообразное движение от продувочных окон к выпускному клапану. Тангенциальное вращательное движение сохраняется до конца сжатия и способствует улучшению смесеобразования и сгорания топлива.

Благодаря хорошей очистке цилиндров от продуктов сгорания двигатель эффективно работает при небольшом коэффициенте избытка воздуха (1,45 – 1,55).

Выпускной клапан у всех МОД имеет гидропневматический привод. Клапан открывается под действием давления масла (до 3 МПа), действующего на поршень сервомотора, посаженного на хвостовик стержня клапана. Масло к сервоприводу подается по трубопроводу поршневым насосом, который приводится в движение от кулачкового вала. Закрывается клапан давлением сжатого воздуха, действующего на поршень, который соединен со стержнем клапана (поршень перемещается в пневмоцилиндре, где давление достигает до 2 МПа).

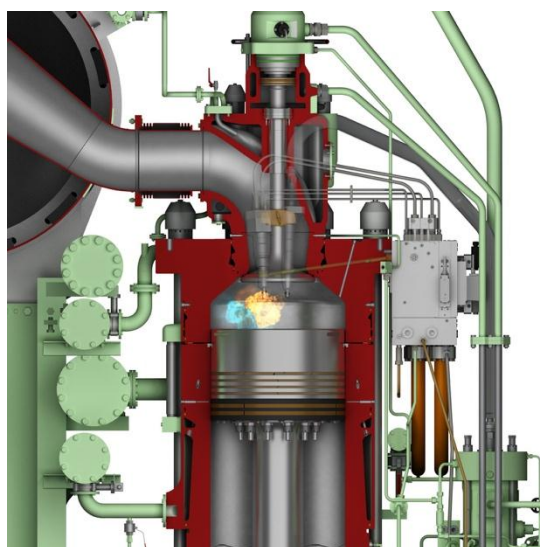


Рис. 3 Разрез головки цилиндров дизеля MAN B&W 6S60MC-C



Рис. 4 Общий вид втулки цилиндра с продувочными окнами

Гидропневматический привод повышает надежность работы, уменьшает шум, износ, увеличивает срок службы клапана, устраняет ударные нагрузки в приводе.

Гидропривод имеет цилиндр, в котором совершает движение поршень диаметром 10 см, установленный на хвостовике стержня клапана.

Определим площадь поршня гидропривода

$$A_{\text{пр}} = \pi \cdot d_{\text{пр}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 10^2 / 4 = 78,5 \text{ см}^2 \text{ или } 78,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (1)$$

На поршень в момент открытия выпускного клапана действует давление, создаваемое насосом, например $P = 3 \text{ МПа}$.

Силу, действующую на гидравлический поршень, найдем из выражения

$$F_{\text{пр}} = A_{\text{пр}} \cdot P = 78,5 \cdot 10^{-4} \cdot 3 \cdot 10^6 = 23550 \text{ Н} \quad (2)$$

При подходе рабочего поршня к продувочным окнам цилиндра выпускной клапан еще не открыт и давление в цилиндре чуть выше избыточного давления в продувочном ресивере ($P_{\text{ц}}$ принимаем равным $0,3 \text{ МПа}$). Усилие прижатия поверхности головки клапана диаметром $d_{\text{гк}} = 0,3 \text{ м}$ к седлу определим по формуле

$$F_{\text{гк}} = \pi \cdot d_{\text{гк}}^2 / 4 \cdot P = 3,14 \cdot 0,3^2 / 4 \cdot 3 \cdot 10^6 = 2100 \text{ Н} \quad (3)$$

При подходе рабочего поршня к продувочным окнам цилиндра выпускной клапан еще не открыт и давление в цилиндре чуть выше избыточного давления в продувочном ресивере ($P_{\text{ц}}$ принимаем равным $0,3 \text{ МПа}$). Усилие прижатия поверхности головки клапана диаметром $d_{\text{гк}} = 0,3 \text{ м}$ к седлу определим по формуле

Таким образом, $F_{\text{пр}} > F_{\text{гк}}$ на величину 2550 Н и клапан осуществит процесс открытия. Начнется выпуск отработавших газов, процесс продувки и наполнение цилиндра воздушным потоком.

Закрытие выпускного клапана осуществляется при помощи воздушного (пневматического) поршня диаметром 20 см, который крепится на стержне выпускного клапана диаметром 7 см. Активная площадь поршня (без учета площади стержня клапана) будет равна 276 см^2 . При давлении воздуха в пневмоцилиндре 1 МПа сила закрытия клапана будет равна 27600 Н .

Для двухтактного дизеля эффективная мощность в кВт определяется выражением и зависит от следующих параметров

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60} \quad (4)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; P_e – среднее эффективное давление, МПа.

Среднее эффективное давление газов в цилиндре двигателя MAN B&W 6S60MC-C мощностью 13530 кВт , рабочим объемом 678 л , числом цилиндров 6 , частотой вращения коленчатого вала 105 мин^{-1} найдем из выражения

$$P_e = \frac{N_e \cdot 60}{V_h \cdot i \cdot n} = \frac{13530 \cdot 60}{678 \cdot 6 \cdot 105} = 1,9 \text{ МПа} \quad (5)$$

По величине P_e выбирают оптимальное значение давления продувочного воздуха (давления наддува).

Для режима номинальной мощности цикловую подачу в мм^3 для дизеля MAN B&W 6S60MC-C определим по формуле [3]

$$q_{\text{ц}} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_h \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{170 \cdot 13530 \cdot 1000}{6 \cdot 105 \cdot 0,9 \cdot 60} = 67610 \text{ мм}^3 \quad (6)$$

где q_e – удельный эффективный расход топлива, $170 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$; N_e – эффективная номинальная мощность, 13530 кВт ; i – число цилиндров, 6 ; n_h – частота вращения вала насоса, 105 мин^{-1} ; ρ_T – плотность топлива, $0,9 \text{ г}/\text{см}^3$ ($900 \text{ кг}/\text{м}^3$).

В головке цилиндров установлены две форсунки, цикловая подача каждой из них составит 33805 мм^3 . При установке насоса высокого давления и форсунок с механическим управлением давление впрыска топлива достигает 100 МПа , а с применением электронного управления (системы топливоподачи типа Common Rail) до 200 МПа .

Величина цикловой подачи необходима при диагностировании топливной аппаратуры или в процесс её регулирования.

По значению цикловой подачи ($67,6 \text{ см}^3$) определяют часовой расход топлива для всех 6 цилиндров двигателя с учетом оборотов вала 105 мин^{-1}

$$G_{\text{ч}} = q_{\text{ц}} \cdot i \cdot n_h \cdot 60 = 67,6 \cdot 6 \cdot 105 \cdot 60 = 2555280 \text{ см}^3 \text{ или } 2555 \text{ л}/\text{ч} \quad (7)$$

Если дизель работает при 30% нагрузке, то часовой расход топлива составит $765 \text{ л}/\text{ч}$. За сутки это примерно 18 т .

Часовой расход может быть определен также по формуле $G_{\text{ч}} = N_e \cdot q_e = 13530 \cdot 0,17 = 2300 \text{ кг}/\text{ч}$ или при значении плотности топлива $900 \text{ кг}/\text{м}^3$ величина $G_{\text{ч}} = 2555 \text{ л}/\text{ч}$.

Здесь $q_e = 0,17 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ – удельный эффективный расход топлива.

Экономичность двигателя в значительной степени зависит от коэффициента избытка воздуха α . Количество воздуха должно быть минимальным, но достаточным для полного и эффективного сгорания топлива.

Коэффициент избытка воздуха – это отношение действительно поступившего количества воздуха в цилиндр к теоретически необходимому для сгорания 1 кг топлива

$$\alpha = \frac{M_d}{M_T}, \text{ при } M_d = M_T \quad \alpha = 1 \quad (8)$$

Если $\alpha > 1$, смесь бедная; $\alpha < 1$, – богатая.

Используя формулу Менделеева – Клапейрона [4,5] можно определить массу воздуха, поступившего в цилиндр во время продувки и наполнения

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (9)$$

где P – абсолютное давление, $\text{Н}/\text{м}^2$; V – объём цилиндра двигателя без учета объема, где расположены продувочные окна, м^3 ; m – масса поступившего в цилиндр воздуха, кг ; R – газовая постоянная для воздуха $287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; T – температура, К .

Примем, что абсолютное давление в ресивере перед продувочными окнами равно $0,25 \text{ МПа}$. В результате потерь энергии на сужение, трение во впускных каналах, создание тангенциальных вихрей давление воздуха, которое поступило в цилиндр, уменьшилось до $0,2 \text{ МПа}$. Объем цилиндра диаметром 60 см и активным ходом поршня 220 см до продувочных окон составит $0,62 \text{ м}^3$. Температуру воздуха в цилиндре принимаем равной 320 К .

Масса воздуха с учетом уравнения [9] будет равна

$$m = 0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,62 / (287 \cdot 320) = 1,35 \text{ кг} \quad (10)$$

При плотности судового топлива $0,9 \text{ г}/\text{см}^3$ (ГОСТ Р54299 – 2010), его количество в г с учетом уравнения (6) будет равно $67,6 \cdot 0,9 = 66,8 \text{ г}$. Отношение массы воздуха к массе топлива составит $1350 / 66,8 = 20,2$. Для сгорания 1 г топлива необходимо $14,8 \text{ г}$ воздуха. Коэффициент избытка воздуха будет равен $\alpha = 20,2 / 14,8 = 1,5$. Полученный результат расчета соответствует техническим данным судового дизеля MAN B&W 6S60MC-C (см. Таблицу 1).

В процессе испытания двигателя на величину α более точно определяют по формуле

$$\alpha = \frac{M_B}{L_T \cdot G_T}, \quad (11)$$

где M_B – массовое количество воздуха, поступившее в цилиндры двигателя на данном режиме испытания, кг/ч; L_T – теоретическое массовое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, ≈ 15 ; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Например, для двигателя при $M_B = 1500$ кг/ч, $G_T = 100$ кг/ч, величина $\alpha = 1$. Значение M_B определяют при помощи счетчика расхода газа в m^3 (расходомера) и значения плотности воздуха. Пусть показание расходомера равно $1400 m^3/ч$, а плотность воздуха равна $1,2 \text{ кг}/m^3$. Тогда массовое количество воздуха будет равно $1400 \cdot 1,2 = 1680$ кг/ч.

Плотность воздуха ρ_B определяют по формуле

$$P = \rho_B \cdot R \cdot T, \quad (12)$$

где P – абсолютное давление, Н/м²; R – газовая постоянная для воздуха - $287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; T – температура, К. Для $P = 0,98 \cdot 10^5$ Па (атмосферное давление) и $T = 293$ К величина $\rho_B = 1,17 \text{ кг}/m^3$.

Среднюю скорость рабочего поршня определим по формуле

$$C_{cp} = \frac{2 \cdot L_n \cdot n}{60} = \frac{L_n \cdot n}{30}, \quad (13)$$

где L_n – ход рабочего поршня, м;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

При $L_n = 2,4$ м, $n = 105$ мин⁻¹ величина $C_{cp} = 8,4$ м/с.

От величины скорости поршня зависит его ускорение и силы, действующие на кривокопфный и кривошипно-шатунный механизмы. В кривокопфном механизме рабочий поршень и шток совершают только возвратно поступательное движение по оси цилиндра. Боковая сила от поверхности поршня на стенку цилиндра равна нулю, по этой причине износ поршня и цилиндра значительно снижается при сравнении с кривошипно-шатунным механизмом.

Численное значение ускорения поршня необходимо для определения сил инерции от поступательных масс КШМ и расчета на прочность деталей двигателя. Для расчета сил инерции от поступательно движущихся масс P_j используем выражение [6]

$$P_j = -m_{пос} \cdot j, \quad (14)$$

где $m_{пос}$ – масса от поступательных частей, равная массе рабочего и вспомогательного поршней в комплекте, штока и 1/3 массы шатуна. Ускорение от поступательно движущихся масс определим из выражения

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (15)$$

где φ – угол поворота коленчатого вала, град; λ – отношение радиуса кривошипа коленчатого вала R к длине шатуна; $\omega = \pi \cdot n / 30$ – угловая скорость, 1/с.

На шестицилиндровом дизеле MAN B&W 6S60MC-C установлен коленчатый вал с кривошипами расположенными под 120° . Порядок работы цилиндров 153624 или 153426. При рядном расположении цилиндров и с данной формой коленчатого вала двигатель полностью уравновешен естественным способом от сил инерции и моментов от этих сил. Момент от сил инерции определяется произведением силы на плечо (расстояние между кривошипами коленчатого вала).

Силы инерции первого порядка определим по формуле [6,7]

$$P_{j1} = -m_{пос} \cdot j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \quad (16)$$

Силы инерции второго порядка находится из выражения

$$P_{j2} = -m_{пос} \cdot j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\varphi \quad (17)$$

Силы инерции от вращательно-движущихся масс ($m_{вр}$ равна 2/3 массы шатуна, массы шатунной шейки и массы двух щек, приведенных к радиусу шатунной шейки) определяются из выражения

$$P_{вр} = m_{вр} \cdot R \cdot \omega^2 \quad (18)$$

Отметим, что $\cos 60^\circ = 0,5$. Если в первом цилиндре сила инерции первого порядка P_{j1} направлена вверх по оси цилиндра, а во втором и третьем цилиндрах P_{j1} направлены вниз под углом 60° , то проецируя данные две силы на ось цилиндра получим, что величина силы P_{j1} для первого цилиндра и силы P_{j1} от второго и третьего цилиндров будут равны друг другу, но противоположно направлены. Они взаимно уравновешены. Силы инерции P_{j1} для шестого, четвертого и пятого цилиндров будут также взаимно уравновешены. Таким образом $\Sigma P_{j1} = 0$.

$$\Sigma P_{j1} = 2m_{пос} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot [\cos\varphi + \cos(240^\circ + \varphi) + \cos(120^\circ + \varphi)] = 0 \quad (19)$$

Рассуждая аналогично, получим $\Sigma P_{j2} = 0$, $\Sigma P_{вр} = 0$, $\Sigma M_{j1} = 0$, $\Sigma M_{j2} = 0$, $\Sigma M_{вр} = 0$. Таким образом, двигатель MAN B&W 6S60MC-C полностью уравновешен естественным способом от сил инерции и моментов от этих сил.

Выводы

1 Рассмотрены особенности устройства и принципа действия двухтактного, крейцкопфного судового малооборотного дизеля MAN B&W 6S60MC-C с диаметром цилиндра 600 мм, ходом поршня 2400 мм, частотой вращения коленчатого вала 105 мин^{-1} , эффективной мощностью 13530 кВт.

2 Приведен расчет гидропневматического привода выпускного клапана. Для принятых конструктивных параметров привода определены силы открытия (гидропривод) и закрытия клапана (пневмопривод) с учетом давления газов в цилиндре.

3 По известной мощности, литражу двигателя, частоте вращения коленчатого вала определено необходимое среднее эффективное давление газов в цилиндре, которое необходимо для правильного выбора давления продувочного воздуха (давления наддува).

4 Предложено выражение для расчета цикловой подачи топлива, величина которой необходима при диагностировании топливной аппаратуры или в процесс её регулирования. Дан расчет часового расхода топлива.

5 Предложена формула для определения коэффициента избытка воздуха в зависимости от массы поступившего воздуха в цилиндр и массы поданного топлива в камеру сгорания.

6 Расчетным путем доказано, что двигатель с шестью цилиндрами, рядным расположением цилиндров и кривошипами под 120° полностью уравновешен естественным способом от сил инерции поступательных и вращательно-движущихся масс и моментов от этих сил.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: учебное пособие / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М. : Машиностроение, 2005. – 512 с.

2 Современные подходы к конструированию поршневых двигателей: учебное пособие / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М. : «МОРКНИГА», 2009. – 388 с.

3 Макушев, Ю.П. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами / Ю.П. Макушев, Т.А. Полякова, Л.Ю. Михайлова, А.В. Филатов : учеб. пособие. – Омск : СибАДИ, 2011. – 284 с.

4 Химмотология : учебное пособие / Ю. П. Макушев, Л. Ю. Михайлова, А. В. Филатов. – Омск : СибАДИ, 2010. – 160 с.

5 Рындин В.В. Теплотехника: монография / В.В. Рындин. – Павлодар : Издательство «Ке-реку», 2007. – 460 с.

6 Попык, К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М. : Высшая школа, 1972. – 327 с.

7 Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая шк., 2005. – 400 с.

PRINCIPLE OF OPERATION AND BASIS OF CALCULATION OF SHIPPING TWO-STROKE CROSSHEAD ENGINE MAN DIESEL B&W 6S60MC-C

Volkova Larisa Yuryevna, candidate of technical sciences, assistant professor
Dorosh Kirill Sergeevich, postgraduate

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru

This work is devoted to the review of a two-stroke internal combustion engine MAN B&W 6S60MC-C. The principle of engine operation is described in details, a comparison of a diesel engine with other models of the S-MC-C series is presented. Based on the technical characteristics, the parameters of the cyclic feed were calculated and the factor of equilibrium of the unit in a natural way from the inertia forces of the translational and rotationally moving masses and moments from these forces was considered. Based on the calculations, the corresponding conclusions are shown.

УДК 621. 43: 62 – 144

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Волкова Лариса Юрьевна канд. техн. наук, доцент
Закиров Сарвар Зафарович, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru, sarvar.zakirov@klgtu.ru

Рассмотрены оборудование, приборы, датчики для проведения испытаний двигателей внутреннего сгорания. Приведена методика расчета абсолютной и относительной погрешности при обработке результатов испытаний (крутящего момента, эффективной мощности двигателя, частоты вращения коленчатого вала, удельного и часового расхода топлива).

Выполнен расчет удельного эффективного расхода топлива и определена относительная погрешность измерения, которая равна сумме погрешности всех измеряемых величин. Снижение удельного эффективного расхода топлива в процентах, например, в результате внедрения эффективных электронных систем управления, должно быть значительно больше величины относительной погрешности измерения

Введение

Оценка точности результатов эксперимента необходима, так как полученные результаты испытаний могут лежать в пределах возможной погрешности, а выводы окажутся ошибочными. Точность есть степень соответствия результатов измерений действительному значению величины. Понятие точности связано с понятием погрешности. Чем выше точность, тем меньше погрешность измерений, и наоборот. Самые точные приборы могут определять действительное значение измеряемой величины с определенной погрешностью.

Отклонение между действительным значением измеряемой величины A_d и измеренным $A_{изм}$ называется **абсолютной погрешностью** измерения [1]. Абсолютной погрешностью $\Delta(A)$ называют разность между результатом измерений при помощи образцовых (точных) приборов и значением величины, полученной прибором, который использовался в процессе исследования:

$$\Delta(A) = A_d - A_{изм} = A_{обр} - A_{изм}. \quad (1)$$

Значение абсолютной погрешности $\Delta(A)$ результата измерений не определяет точности измерений. Для оценки точности измерений вводится понятие **относительной погрешности** $\varepsilon(A)$,

равной отношению абсолютной погрешности $\Delta(A)$ результата измерений к измеряемой величине $A_{\text{изм}}$ (в процентах) [1]

$$\varepsilon(A) = \pm \frac{\Delta(A)}{A_{\text{изм}}} 100\% . \quad (2)$$

За меру **точности** измеряемой величины принимают величину, обратную значению $\varepsilon(A)$ [1]. Следовательно, чем меньше относительная погрешность $\varepsilon(A)$, тем выше точность измерений. Например, если относительная ошибка измерений равна 2,0%, то считают, что измерения выполнены с погрешностью не более 2,0% или с точностью 0,5%.

Абсолютной погрешностью называют такое её значение, при котором вероятность попадания погрешности в интервал $[\Delta_{\text{п}}] < \Delta_{\text{п}}$ настолько велика, что результаты измерения считают достоверным. При этом лишь в отдельных случаях погрешность может выйти за пределы указанного интервала. Измерение с такой погрешностью называют промахом и его исключают из рассмотрения. Значение измеряемой величины можно представить выражением [1]

$$A_{\text{д}} = A_{\text{изм}} \pm \Delta_{\text{п}}(A) , \quad (3)$$

и следует принять, что истинное значение измеряемой величины находится в интервале от

$$A_{\text{изм}} - \Delta_{\text{п}}(A) \text{ до } A_{\text{изм}} + \Delta_{\text{п}}(A) .$$

Значение измеряемой величины при **однократном измерении** прибором определяется показаниями прибора с исключением дополнительной погрешности. Результаты измерений могут отличаться от истинных значений измеряемой величины не более чем на величину предельной погрешности, допускаемой **классом точности прибора**

$$K = \varepsilon_{\text{п}}(A_{\text{ном}}) = \frac{\Delta_{\text{п}}(A)}{A_{\text{ном}}} 100, \quad (4)$$

выражающего **наибольшую допустимую относительную погрешность** $\varepsilon_{\text{п}}(A)$ в процентах от номинального (полного) значения $A_{\text{ном}}$ шкалы прибора.

Предельная абсолютная погрешность измерения прибором с классом точности K равна [1]

$$\Delta_{\text{п}}(A) = \frac{K \cdot A_{\text{ном}}}{100} . \quad (5)$$

Пусть, например, для регулировки форсунок дизелей при использовании манометра на 500 атм ($p_{\text{ном}} = 50$ МПа) с классом точности $K = 1,0$ измерено давление начала открытия иглы форсунки $p_{\text{изм}} = 200$ атм (20 МПа). Требуется определить погрешности измерения.

Абсолютная погрешность манометра

$$\Delta_{\text{п}}(p) = \frac{K \cdot p_{\text{ном}}}{100} = \frac{1,0 \cdot 500}{100} = 5,0 \text{ атм} .$$

Относительная погрешность данного измерения [1]

$$\varepsilon_{\text{п}}(p_{\text{изм}}) = \frac{\Delta_{\text{п}}(p)}{p_{\text{изм}}} 100 = \frac{5,0}{200} 100 = 2,5\% .$$

Из данного примера следует, что класс точности прибора ($K = 1,0$) и относительная погрешность измерения этим прибором (в примере 2,5%) в общем случае не равны друг другу.

Класс точности – это предельно допустимая относительная погрешность прибора, приведенная к диапазону его полной шкалы, выраженная в процентах. Класс точности манометров по ГОСТ Р 8. 905 – 2015 может быть 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0.

Обработка результатов испытания двигателей внутреннего сгорания

При испытании, исследовании и доводке (совершенствовании) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) особое внимание уделяется расходу топлива (бензина, дизельного топлива, газа). Величина удельного расхода зависит в основном от сорта топлива, совершенства топливной аппаратуры, формы камеры сгорания, организации процесса смесеобразования и сгорания. Дизели конца 20 века имели завышенный удельный расход топлива $g_e = 0,25 - 0,28$ кг/ (кВт · ч). В результате при-

менения новых высокоэффективных топлив, современных систем подачи воздуха и топлива с электронным управлением удалось снизить g_e до $0,18 - 0,20$ кг/ (кВт · ч).

Для оценки фактического снижения g_e , например, на 4% (внедрили в систему подачи дизельного топлива электронный многофазный впрыск) необходима оценка погрешности измерения. Нежелательно, чтобы относительная погрешность измерения величины g_e (например, 4%) была бы равна снижению g_e тоже на 4%. В данном случае говорят, что полученные результаты исследования лежат в пределах погрешности измерения и положительное снижение g_e может быть не зафиксировано.

Применяя современные приборы и стенды, для определения фактического значения g_e величина относительной погрешности измерения g_e не должна превышать $\pm 3,5\%$.

Главными параметрами двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является его номинальная эффективная мощность, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала, удельный и часовой расход топлива на различных скоростных, нагрузочных режимах и токсичность отработавших газов.

В качестве примера установим параметры двигателя, влияющие на погрешность при определении эффективного удельного расхода топлива g_e .

По величине g_e оценивают совершенство протекания рабочего процесса двигателя, индикаторные и эффективные показатели. Лучшие современные отечественные и зарубежные дизели с электронным управлением процесса подачи топлива и воздуха позволили снизить величину g_e до $0,18$ кг / (кВт·ч).

Удельный расход топлива за один час, кг/(кВт·ч) определяют расчетным путем по формуле [2, 3]

$$g_e = G_q / N_e, \quad (6)$$

где G_q – часовой расход топлива, кг/ч (например, 17 кг/ч); N_e – эффективная (снимаемая с коленчатого вала) мощность, кВт (например, 80 кВт). Обычно в процессе испытания двигателя часовой расход топлива определяют объёмным или весовым (массовым) способами. Расход топлива весовым способом можно определить, используя выражение

$$G_q = 3,6 \cdot \Delta G_T / t_T, \quad (7)$$

где ΔG_T – доза (навеска) топлива, г (например, 50 г); t_T – время, в течение которого навеска топлива расходуется (сжигается) двигателем, с (например, 10 с).

Следует отметить, что цифра 3,6 получена в результате перевода g в кг. (1 кг равен 1000 г), а 1 час равен 3600 с. Значения ΔG_T и t_T оцениваются с определенной погрешностью, что будет влиять на величину g_e .

Мощность – работа, выполненная за единицу времени. При вращательном движении вала мощность двигателя (Вт) равна

$$N_e = M_e \cdot \omega, \quad (8)$$

где M_e – эффективный крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Н·м; ω – угловая скорость, рад. в с (1/с). Погрешность измерения крутящего момента на валу отбора мощности по ГОСТ Р 53639 – 2009 не должна превышать $\pm 1,5\%$.

По формуле (8) мощность определяется в Вт (Н · м /с), а чтобы преобразовать её в кВт необходимо правую часть формулы (8) разделить на 1000

$$N_e = M_e \cdot \omega / 1000. \quad (9)$$

Эффективный крутящий момент при испытаниях двигателя обычно определяют с использованием балансирной электрической машины [4], которая является нагрузочным устройством (рисунок 1).



Рис.1 Балансирная электрическая машина с весовым индикатором для определения крутящего момента

Нагрузочное устройство имеет индикатор, при помощи которого измеряют крутящий момент. Индикатор выполнен в виде весовой головки. Пусть полная шкала весовой головки равна 200 кгс (1960 Н), шкала деления равна 0,1 кгс. Абсолютная погрешность равна $\pm 0,05$ кгс (0,49 Н). Допустим, что при испытании двигателя измеренная величина веса (нагрузки) составила 38,9 кгс или 382 Н силы. При длине плеча тормоза 1 м крутящий момент составит 382 Н·м.

Относительная погрешность результата измерения равна [1,5]

$$\varepsilon_{\Pi} (H_{\text{изм}}) = \frac{\Delta_{\Pi} (H)}{H_{\text{изм}}} 100 = \frac{0,49}{382} 100 = 0,128 \% .$$

Величину M_e определим по формуле

$$M_e = P_T \cdot L_T , \tag{10}$$

где P_T – сила на индикаторе тормоза, Н; L_T – плечо тормоза, м.

Погрешность измерения крутящего момента на валу отбора мощности по ГОСТ Р 53639 – 2009 не должна превышать $\pm 1,5\%$.

Если усилие на индикаторе тормоза определено при помощи весовой головки, то показания на цифровом отсчетном устройстве в 1 кгс следует принимать как силу в 9,8 Н.

Вместо массивной весовой головки для измерения силы на нагрузочном устройстве в настоящее время применяют малогабаритные сверхточные тензометрические датчики S – образного типа (рисунок 2). Датчик может измерять деформацию при растяжении или сжатии и передавать измеряемые величины (например, в Н) на пульт управления. Датчик типа SBA – 300 способен работать при номинальной нагрузке до 300 кгс (2940 Н). Напряжение питания датчика 12 В, относительная погрешность измерения 0,3%. Различные виды датчиков типа SBA способны выдерживать максимальные нагрузки от 50 до 500 кгс. Датчик устанавливается при помощи тяги между плечом тормоза балансирной машины и фундаментной плитой.



Рис. 2 Тензометрический датчик S – образного типа для определения силы при определении крутящего момента двигателя

Угловая скорость ω зависит от частоты вращения вала двигателя n (об /мин или мин^{-1}) и определяется из выражения

$$\omega = 2 \pi \cdot n / 60 = \pi \cdot n / 30. \quad (11)$$

Так как правая часть формулы (9) разделена на 1000 (Вт преобразованы в кВт), а в формуле (11) $\pi = 3,14$ и все выражение разделено на 30, то в результате сокращения 30000 на 3,14 получим

$$N_e = M_e \cdot n / 9550 \quad \text{или} \quad M_e = 9550 \cdot N_e / n.$$

(12)

Подставляя в формулу (6) значение формул (7) и (12), окончательно получим

$$g_e = 9550 \cdot 3,6 \cdot \Delta G_T / (t_T \cdot M_e \cdot n).$$

(13)

Например, для данных приведенных выше

$$g_e = 9550 \cdot 3,6 \cdot 50 / (10 \cdot 382 \cdot 2000) = 0,225 \text{ кг/ (кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Из анализа формулы (13) следует, что погрешность при определении удельного эффективного расхода топлива зависит от абсолютной или относительной погрешности навески топлива, времени замера навески топлива, эффективного крутящего момента на коленчатом валу двигателя, частоты вращения коленчатого вала двигателя. Погрешность измерений зависит от класса точности приборов (K), номинальной (максимальной) шкалы прибора и измеренной величины по шкале прибора.

Для определения расхода топлива выбираем весы классом точности 0,1 ($K=0,1$) с диапазоном измерения массы до 100 г. Навеску топлива выбираем массой в 20 г. **Абсолютная погрешность** измерения удельного расхода топлива будет равна

$$\Delta_{\Pi}(m) = \frac{K \cdot m_{\text{ном}}}{100} = \frac{0,1 \cdot 100}{100} = 0,1 \text{ г}. \quad (14)$$

Относительная погрешность

$$\varepsilon_{\Pi}(m_{\text{изм}}) = \frac{\Delta_{\Pi}(m)}{m_{\text{изм}}} 100 = \frac{0,1}{20} 100 = 0,5\% . \quad (15)$$

Величина N_e может быть определена расчетным путем по формуле (16) [6]

$$N_e = \frac{P_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{120} = \frac{P_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot m}, \quad (16)$$

где m – тактность двигателя (для четырехтактного двигателя – 4, двухтактного – 2).

Из анализа формулы (16) следует, что при постоянном рабочем объеме цилиндра V_h в литрах и числе цилиндров i величина N_e в кВт зависит от частоты вращения коленчатого вала n , мин^{-1} и среднего эффективного давления в цилиндре P_e , МПа. Для двигателей без наддува $P_e = 0,7 - 1,0$ МПа, а с наддувом 1,1 – 3,0 МПа. Рабочий объем зависит от площади цилиндра (диаметра) и хода поршня.

Если известна величина N_e , то по формуле (16) можно определить значение P_e и требуемое давление воздуха на впуске в цилиндры [6]. Величину **давления воздуха на выходе из компрессора** для четырехтактных двигателей определяют из соотношения

$$P_k = (0,15 - 0,18) P_e ,$$

для двухтактных двигателей

$$P_k = (0,2 - 0,28) P_e .$$

Для измерения частоты вращения коленчатого вала двигателя применяют тахометры. Для проведения замера частоты вращения вала выбираем тахометр классом точности 0,1 ($K=0,1$). Шкала прибора рассчитана на номинальную частоту вращения $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ (об /мин). Определим **абсолютную погрешность** прибора

$$\Delta_{\Pi}(n) = \frac{K \cdot n_{\text{ном}}}{100} = \frac{0,1 \cdot 5000}{100} = 5,0 \text{ об/мин}. \quad (17)$$

Допустим, что данным тахометром мы измерили частоту вращения вала двигателя, равную 2000 мин^{-1} . Определим **относительную погрешность**

$$\varepsilon_{\Pi}(n_{\text{изм}}) = \frac{\Delta_{\Pi}(n)}{n_{\text{изм}}} 100 = \frac{5}{2000} 100 = 0,25\% . \quad (18)$$

Максимальная допустимая относительная погрешность частоты вращения при определении мощности двигателя не должна превышать $\pm 1,0\%$ согласно ГОСТ Р 53639 – 2009 [6].

Для измерения времени расхода топлива применяют секундомеры механического и электронного типов. На рисунке 3 показаны секундомеры механического и электронного типов. Погрешность измерения зависит от конструктивного исполнения, класса точности и градуировки. Электронный секундомер обладает меньшей погрешностью измерения, чем механический секундомер.



*Рис. 3 Виды секундомеров
Секундомер механического типа и электронного типа*

Представленный механический секундомер имеет минимальную шкалу деления 0,1 с. Значение скачка секундной стрелки равно 0,1 с. Класс точности секундомера равен 3. Определим предельную относительную погрешность при измерении времени

$$\varepsilon_{П(с1)} = \pm K \cdot (1,7 \cdot A / T + B) = 3 \cdot (1,7 \cdot 0,1 / 20 + 4,3 \cdot 10^{-4}) = 0,26\% . \quad (19)$$

где K – класс точности; A – значение скачка секундной стрелки, с; T – измеряемое время, с; B – составляющая относительной погрешности, определяющая отклонение частоты спускаемого регулятора, $4,3 \cdot 10^{-4}$.

Для автоматического измерения расхода топлива рассмотрим возможность применения установки АИР-50, представленной на рисунке 4 [4, 5]. Главное её назначение – измерять период времени, за который расходуется (сгорает в камере двигателя) мерная навеска (доза, например, 50 г) топлива.

На весах 8 установлена мерная емкость 7 для топлива, которая наполняется или опорожняется (сжигается) в зависимости от положения электромагнитных клапанов в блоке 3. В блоке управления 1 имеется электронный секундомер. Электромеханическое устройство 10, управляемое сигналами от блока 1, определяет массу груза 9 (например, 50 г). Момент равновесия весов фиксируется фотоэлектрическим механизмом (на рисунке он не показан). Электронный процессор, входящий в состав блока 1, определяет время расходования (сгорания) выбранной дозы топлива и обрабатывает полученную информацию. Отдельные блоки расходомера соединены между собой проводами 2.

На панели блока управления находятся кнопки выбора мерной навески топлива и цифровое табло, которое указывает результаты измерения топлива в килограммах за час. Если измерение не производится, то топливо из бака 4 по трубке 6 поступает к топливной системе двигателя.

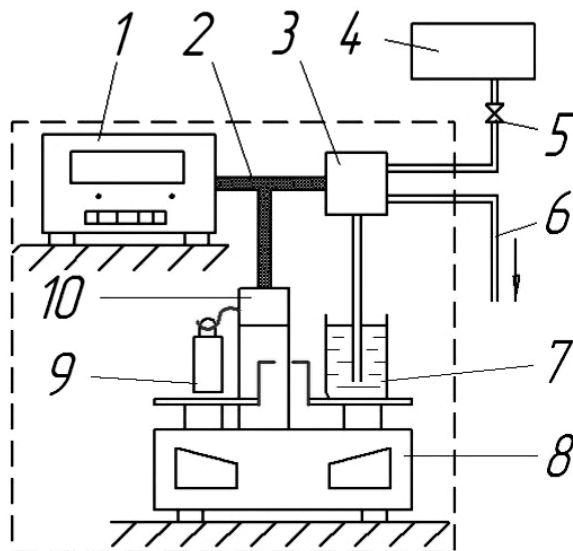


Рис. 4 Установка для измерения расхода топлива

Для повышения точности замера топлива установкой АИР-50 рекомендуется заменить электромагнитные клапаны блока 3 на быстродействующие клапаны с пьезоэлектрическим управлением.

Для определения погрешности расходования двигателем 50 г топлива используем в качестве средств измерения весы лабораторные (электронные) с пределом измерения 200 г, ценой деления 0,2 г и абсолютной инструментальной (приборной) погрешностью $\pm 0,1$ г.

Относительная погрешность будет равна

$$\varepsilon_{\Pi}(m_{\text{изм}}) = \frac{\Delta_{\Pi}(m)}{m_{\text{изм}}} 100 = \frac{0,1}{50} 100 = 0,2\% . \quad (20)$$

Сравнивая погрешность расходования (сжигания) 20 г топлива (формула 15) и 50 г (формула 20) делаем вывод, что относительная погрешность уменьшилась с 0,5 до 0,2%.

Относительная предельная погрешность измерения и расчета удельного эффективного расхода топлива $\varepsilon_{\Pi}(g_e)$ равна сумме относительной погрешности всех измеряемых величин

$$\pm \varepsilon_{\Pi}(g_e) = [\varepsilon_{\Pi}(m_{\text{изм}}) + \varepsilon_{\Pi}(n_{\text{из}}) + \varepsilon_{\Pi}(n_{\text{изм}}) + \varepsilon_{\Pi}(c_1)] = (0,2 + 0,128 + 0,25 + 0,26) = \pm 0,838\% .$$

Применительно к удельному расходу топлива ГОСТ Р 53639 – 2009 и ГОСТ Р 52517 – 2005 [7,8] устанавливают допустимое значение относительной погрешности $\varepsilon_{\Pi}(g_e) = \pm 3,5\%$, а для часового расхода топлива $\pm 1,0\%$.

На рисунке 5 показаны стенды для обкатки, испытания и исследования двигателей внутреннего сгорания. Стенды могут быть дополнительно оборудованы приборами, датчиками для определения токсичности отработавших газов (оксида углерода, углеводородов, оксида азота, сажи), расхода воздуха и давления газов в цилиндре двигателя.

Определив массовые расходы воздуха и топлива, оценивают коэффициент избытка воздуха α по формуле [2]

$$\alpha = M_{\text{в}} / (15,0 \cdot G_{\text{ч}}) , \quad (21)$$

где $M_{\text{в}}$ – массовое количество воздуха, поступившее в цилиндры двигателя на данном режиме испытания, кг/ч; 15,0 – теоретическое массовое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива; $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива, кг/ч. Для бензиновых двигателей $\alpha = 0,8 - 1,2$, дизелей – 1,4 – 6,0 (на номинальном режиме для дизеля $\alpha = 1,6 - 2,2$).

Например, для бензинового двигателя при $M_{\text{в}} = 150$ кг/ч, $G_{\text{ч}} = 10$ кг/ч величина $\alpha = 1$. Значение $M_{\text{в}}$ определяют при помощи счетчика расхода газа в м^3 (расходомером) и величины плотности воздуха. Пусть показание расходомера равно $140 \text{ м}^3/\text{ч}$, а плотность воздуха равна $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$. Тогда массовое количество воздуха будет равно $140 \times 1,2 = 168$ кг/ч.

Плотность воздуха ρ можно определить по формуле

$$P = \rho \cdot R \cdot T, \quad (22)$$

где P – абсолютное давление, Н/м²; R – газовая постоянная для воздуха 287 Дж/(кг·К); T – температура, К. Для $P = 0,98 \cdot 10^5$ Па (атмосферное давление) и $T = 293$ К величина $\rho = 1,17$ кг/м³.

Если нужно повысить точность результатов испытаний, исследований двигателей, то в первую очередь, необходимо уменьшить наибольшие по величине погрешности измерений. Так как программа эксперимента зависит от исследователя, уместно поставить вопрос о подборе таких приборов и условий измерения, при которых точность сложных опытов должна быть максимальной, а погрешность минимальной.

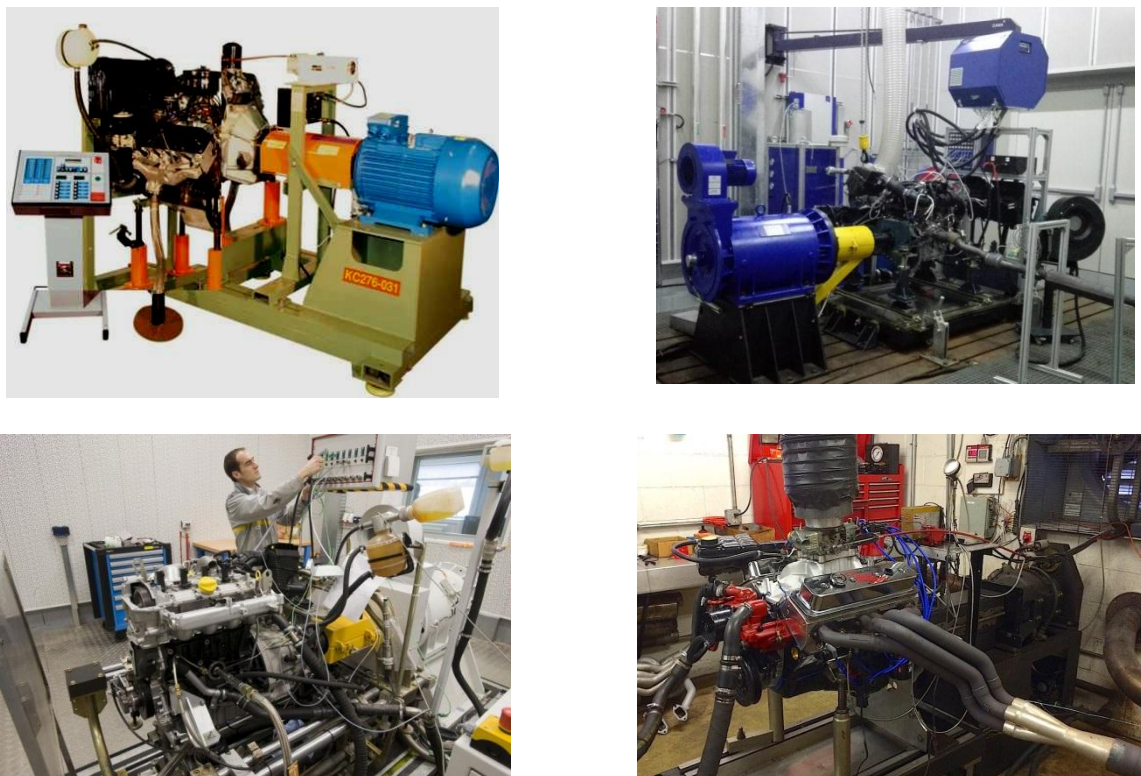


Рис. 5 Стенды для обкатки, испытания и исследования двигателей

Заключение

1 Рассмотрены оборудование, приборы, датчики для проведения испытаний двигателей внутреннего сгорания, дана методика расчета абсолютной и относительной погрешности при обработке результатов испытаний.

2 Приведены формулы для определения погрешности величины крутящего момента, эффективной мощности двигателя, частоты вращения коленчатого вала, удельного и часового расхода топлива.

3 Выполнен расчет удельного эффективного расхода топлива и определена относительная погрешность измерения, которая равна сумме погрешности всех измеряемых величин.

4 Снижение удельного эффективного расхода топлива в процентах, например, в результате внедрения эффективных электронных систем управления, должно быть значительно больше величины относительной погрешности измерения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Газовая динамика и агрегаты наддува : методические указания к лабораторным работам по газовой динамике и агрегатам наддува для специальности 280440 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост. Рындин В.В., Макушев Ю.П. – Павлодар, 2007. – 63 с.

2 Основы научных исследований и испытаний двигателей [Электронный ресурс]: практикум / Ю.П. Макушев, В.И. Подгурский, Л.Ю. Волкова. Кафедра тепловые двигатели и автотрак-

торное электрооборудование. – Омск : СибАДИ, 2019. – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/ulltext/esd1033.pdf> свободный после авторизации. – Загл. с экрана

3 Макушев, Ю.П. Определение погрешности результатов испытания двигателей внутреннего сгорания / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Волкова. Образование. Транспорт. Инновация. Строительство. [Электронный ресурс]: Сборник материалов II национальной научно-практической конференции, 18 – 19 апреля 2019 года. – Омск : СибАДИ, 2019. – С. 167 – 174 . – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd1059.pdf>

4 Стефановский, Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б.С. Стефановский, Е.А. Скобцов, Е.К. Корси и др. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.

5 Кассандрова, О.Н. Обработка результатов измерений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М. : Наука, главная редакция физ. – мат. литературы, 1970. – 104 с.

6 Макушев, Ю.П. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами: учебное пособие / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, Л. Ю. Михайлова, А. В. Филатов. – Омск: СибАДИ, 2011. – 284 с.

7 ГОСТ Р 53639 – 2009. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытания. – Введ. 2009 –15–12. – М. : Госстандарт России : Издательство стандартов, 2009. –16 с.

8 ГОСТ Р 52517 – 2005. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Часть 1. Стандартные исходные условия, объявление расхода топлива и смазочного масла. Методы испытаний. – Введ. 2005 –30–12. – М. : Госстандарт России : Издательство стандартов, 2004. –30 с.

PROCESSING OF THE RESULTS TESTING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Volkova Larisa Yurievna, kand. techn. sciences, associate professor
Zakirov Sarvar Zafarovich, postgraduate student

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: larisa.volkova@klgtu.ru, sarvar.zakirov@klgtu.ru

The equipment, devices, sensors for carrying out tests of internal combustion engines is considered. The method of calculation of absolute and relative error of results of tests (a torsional moment, effective power of the engine, rotating speed of a bent shaft, specific and hour fuel consumption) is given. Calculation of specific effective fuel consumption is executed and the relative error of measurement which is equal to the sum of an error of all measured values is defined. Decrease in specific effective fuel consumption as a percentage, for example, as a result of implementation of effective electronic management systems, should be much more the value of relative error of measurement.

ВЕЛИЧИНА ЭМИССИИ САЖИ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Глазков Дмитрий Юрьевич, старший преподаватель

Балтийская государственная академии рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»
Калининград, Россия, e-mail: @gmail.com

В статье рассмотрены процессы, происходящие при образовании и выгорании сажи в цилиндре двигателя при различных способах смесеобразования. Приведены результаты исследования влияния эксплуатационных факторов на величину эмиссии твёрдых частиц углерода. Для некоторых судовых дизелей предложены эмпирические зависимости величины эмиссии сажи от действующих факторов при объёмно-плёночном и вихрекамерном способах смесеобразования

ВВЕДЕНИЕ

Полному сгоранию цикловой подачи топлива препятствует несовершенство внутрицилиндровых процессов: их ограниченность по времени, неравномерное распределение кислорода и топлива в объёме камеры сгорания, неоднородность распыла и др. Вследствие крайне неравномерного распределения топлива и кислорода в объёме камеры сгорания образуются зоны малым содержанием кислорода. В таких зонах при высокой температуре рабочего тела впрыснутое топливо подвергается частичному сгоранию и пиролизу с образованием угарного газа, альдегидов, карбоновых кислот, сажи, различных тяжёлых углеводородов, в основном ароматических типа нафталина с большим числом сконденсированных колец и с кратными связями [1,2].

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Скорость образования сажи определяется скоростью химических реакций, протекающих при пиролизе углеводородов топлива. Когда температура в цилиндре не превышает 1000-1500 К, что соответствует концу процесса сжатия и периоду задержки воспламенения, [1, 3] образование сажи происходит в основном по механизмам поликонденсации и полимеризации. Зародышами сажевых частиц в таком случае являются молекулы ароматических и полициклических углеводородов. С появлением видимого пламени температура в цилиндре резко возрастает, поэтому на первое место выходят реакции пиролиза молекул топлива: происходит дальнейшее отщепление водорода и образование сотовых структур, состоящих из сконденсированных ароматических колец.

Процесс сажеобразования можно разделить на три фазы: образование зародышей, их рост в сажевые частицы, коагуляция образовавшихся частиц.

Реакции, протекающие при термическом разложении углеводородов топлива, схематично описываются следующим уравнением:



Значение концентрации кислорода в пламени, при которой начинается выделение сажи, зависит от многих факторов: молекулярного состава топлива, температуры и давления рабочего тела, мелкости распыла топлива, механизма смесеобразования. Многочисленными исследованиями установлено [3, 4 и др.], что сажевыделение в пламени начинается при локальном значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 0,33 \dots 0,7$. С ростом температуры и давления в цилиндре скорость сажеобразования возрастает.

На склонность топлива к сажеобразованию существенно влияет его углеводородный состав [5]: чем выше молекулярный вес предельных и непредельных углеводородов с прямыми це-

пиями, тем выше скорость образования сажевых частиц. Углеводороды с одинаковым числом атомов углерода в молекуле по мере увеличения склонности к сажеобразованию [1] располагаются следующим образом: нормальные парафины, изопарафины, циклопарафины, олефины, циклоолефины, диолефины, ароматики.

Параллельно с образованием сажевых частиц происходит их выгорание в реакциях с гидроксильными группами ОН и кислородом. Скорость выгорания сажи существенно зависит от размеров частиц (поверхности). Установлено [3], что имевшаяся в пламени сажа может выгореть только в том случае, если размеры частиц не будут превышать нескольких микрометров.

Первичные структуры, из которых состоит сажа, образующаяся в дизелях, представляют собой остатки капель топлива с удельной поверхностью до $70 \dots 80 \text{ м}^2/\text{г}$ [4]. Однако еще в процессе сгорания происходит коагуляция частиц сажи, приводящая к образованию вторичных и третичных структур. Сажа в отработавших газах дизелей представляет собой образования неправильной формы с линейными размерами $0,3\text{—}100 \text{ мкм}$. Большая часть сажевых образований имеет размеры $0,4\text{—}5 \text{ мкм}$. Большая часть образовавшейся в цилиндре сажи успевает полностью сгореть до момента открытия выпускных органов газораспределения, но, поскольку её сгорание происходит на линии расширения, то выделившееся при этом тепло не может быть эффективно использовано в цилиндре. Его эффективное использование возможно только в турбине и утилизационном котле.

Процесс сажеобразования в дизелях зависит также и от способа смесеобразования. В двигателях с преимущественно струйным (объёмным) смесеобразованием топливо подаётся в цилиндр в виде струй, содержащих около 10^7 капель [6] с диаметрами от 1 мкм до $0,3 \text{ мм}$ и более. Согласно многочисленным исследованиям, например, [7], пламя распространяется по наружной поверхности топливных струй и примерно за $0,5\text{—}1 \text{ мс}$ охватывает всю их поверхность. Следовательно, поверхность топливных струй является границей, через которую осуществляется тепломассообмен между поданным в цилиндр топливом и воздушным зарядом.

В двигателях с плёночным и объёмно-плёночным способами смесеобразования часть цикловой подачи топлива (от 50 до 95% в зависимости от конструкции камеры сгорания) попадает на днище поршня и оттуда испаряется. Для этого камера сгорания таких двигателей выполнена в поршне. Конструкция поршня с камерой сгорания ЦНИДИ, применяющаяся, в частности, на двигателе $6\text{ЧН}18/22$, показана на рисунке 1 [2].

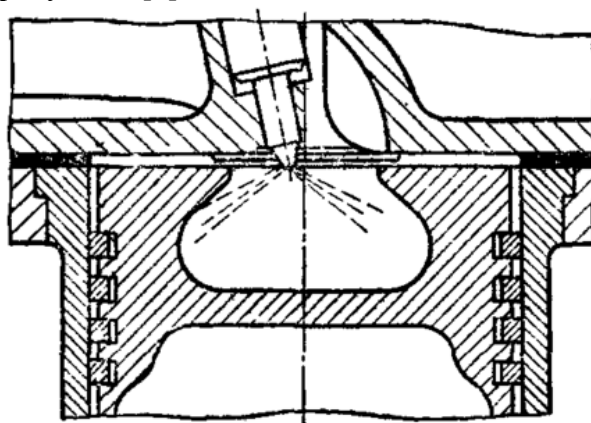


Рис. 1 Камера сгорания типа ЦНИДИ [2]

На днище поршня [8] топливо оседает в виде крупных капель, поскольку мелкие капли, не достигая поверхности поршня, захватываются вращающимся воздушным зарядом. В таких условиях процесс испарения топлива зависит от интенсивности теплообмена между плёнкой топлива и днищем поршня. При относительно холодной поверхности днища поршня, когда его температура не превышает [8] температуры выкипания 90% фракционного состава топлива, топливо свободно растекается по поверхности. Процесс теплообмена в этом случае аналогичен отводу тепла при пузырьковом кипении. При более высоких температурах между топливом и стенками цилиндра образуется паровая прослойка, что значительно ухудшает теплообмен и замедляет испарение. Данный фактор в сочетании с низкими скоростями потока воздуха в пристенном слое приводит к локальному недостатку кислорода, пиролизу топлива с отложением на днище поршня сажи и лако-

вых плёнок. Отложения сажи и лаковых плёнок имеют теплопроводность [9], на два порядка меньшую теплопроводности материала поршня. Это приводит к местному перегреву и ухудшению микроструктуры металла вплоть до появления трещин и прогаров поршней.

Смесеобразование в вихрекамерном двигателе осуществляется за счет использования энергии, выделяемой при частичном сгорании топлива в предкамере.

Схема цилиндра дизеля с вихрекамерным смесеобразованием показана на рисунке 2

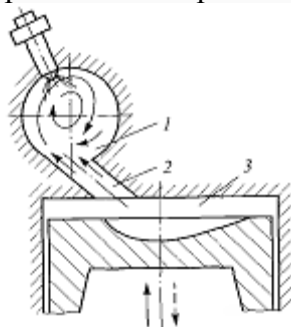


Рис. 2 Цилиндр двигателя с вихрекамерным смесеобразованием [9]:
1- Вихревая камера, 2 – соединительный канал, 3- основная камера

Во время такта сжатия давление воздуха в предкамере нарастает медленнее, чем в главной камере, вследствие аэродинамического сопротивления, возникающего в соединительных каналах между камерами. Перепад давления между камерами в период сжатия достигает 0,3—0,8 МПа.[3] Выравнивается давление в камерах при подходе поршня к ВМТ, когда скорость его приближается к нулю. Наличие такого перепада давлений вызывает перетекание воздуха из главной камеры в предкамеру и образует в ней вихревое движение. Топливо, впрыснутое с углом опережения 10—20° до ВМТ в предкамеру, хорошо перемешивается с движущимся там воздухом, нагревается, и часть его в соответствии с количеством имеющегося там воздуха самовоспламеняется и сгорает. Давление в предкамере возрастает и становится значительно выше, чем в главной камере, при этом разность давлений достигает 1,5—2 МПа. Под действием такого напора горящая смесь топлива, воздуха и продуктов сгорания перетекает в основную камеру, где процесс сгорания заканчивается.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Цель разработки метод расчёта величины эмиссии сажи, в явном виде показывающего влияние на её величину действующих факторов, были проведены эксперименты на двигателях 6ЧН18/22 и МАН Д 2866, а также обработаны результаты замеров дымности отработавших газов, выполненные в Санкт-Петербургском Государственном Политехническом университете на двигателе КамАз740.10 [10]. Результаты экспериментального исследования показаны на рисунках 3-5.

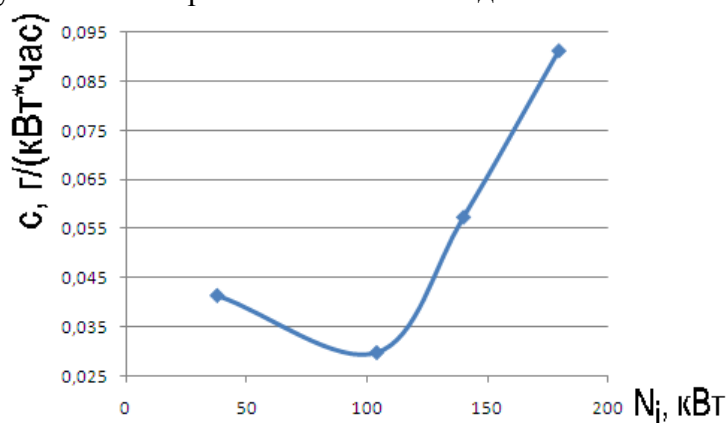


Рис. 3 Удельная эмиссия сажи в функции от индикаторной мощности для двигателя МАН Д 2866 (1500 об/мин; диаметр цилиндра 128 мм, ход поршня 155 мм)

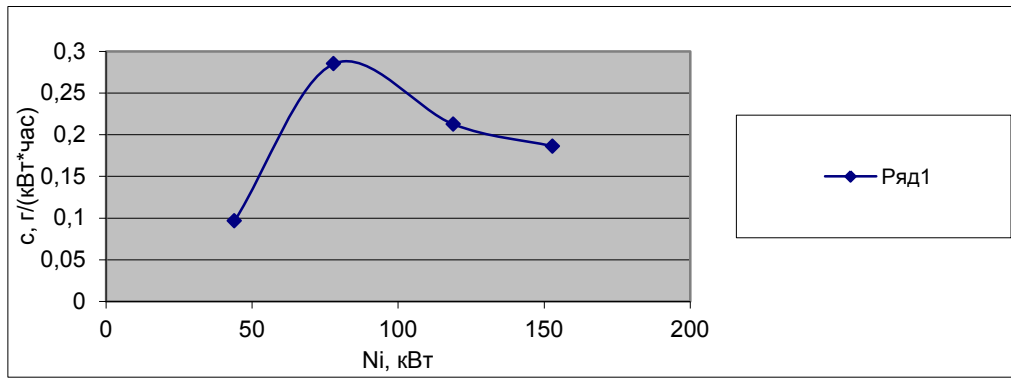


Рис.4 Удельная эмиссия сажи в функции от индикаторной мощности для двигателя 6CH18/22 (750 об/мин; диаметр цилиндра 180 мм, ход поршня 220 мм)

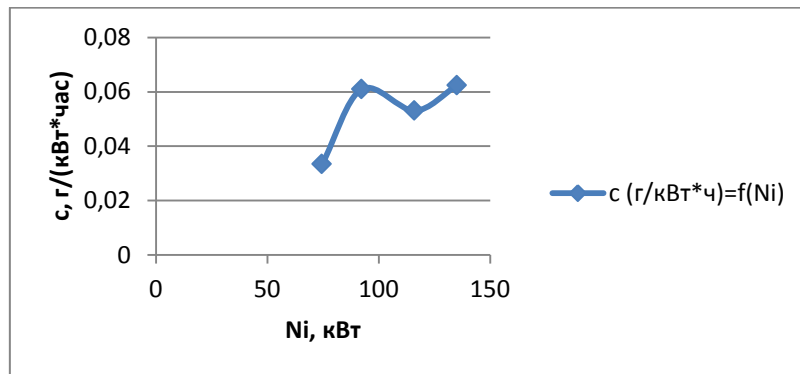


Рис. 5 Удельная эмиссия сажи в функции от индикаторной мощности для двигателя КамАЗ740.0 (2200 об/мин; диаметр цилиндра 120 мм, ход поршня 120 мм)[10]

Полученные результаты были обработаны при помощи метода, предложенного профессором В.И. Одинцовым [11]. В основе метода лежит сравнение исследуемого двигателя и эталонного, для которого действующие факторы известны. Сравнение производится с помощью следующих безразмерных критериев подобия.

$$B = \left(\frac{\mu_{\text{сн}}}{\mu_{\text{сэ}}} \right)^{1,42} \cdot \left(\frac{d_{\text{сн}}}{d_{\text{сэ}}} \right)^{1,05} \cdot \left(\frac{P_{\text{фп}} - P_{\text{цп}}}{P_{\text{фэ}} - P_{\text{цэ}}} \right)^{0,71} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{Тп}}}{\rho_{\text{Тэ}}} \right)^{1,05} \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{э}}}{\sigma_{\text{п}}} \right)^{0,37} \left(\frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{э}}} \right)^{0,32} \frac{P_{\text{цэ}}}{P_{\text{цп}}} \frac{T_{\text{цп}}}{T_{\text{цэ}}} \frac{J_{\text{сї}}}{J_{\text{сэ}}} \frac{g_{\text{цэ}}}{g_{\text{цп}}}; \quad (1)$$

$$C = \frac{tg\gamma_n (1 / \cos \gamma_n + tg\gamma_n)}{tg\gamma_{\text{э}} (1 / \cos \gamma_{\text{э}} + tg\gamma_{\text{э}})}; \quad (2)$$

$$D = \frac{\tau_{\text{инд.п}}}{\tau_{\text{инд.э}}} \frac{\tau_{\text{впр.э}}}{\tau_{\text{впр.п}}} \left(\frac{\tau_{\text{Zп}} - 0,5\tau_{\text{впр.п}}}{\tau_{\text{Zэ}} - 0,5\tau_{\text{впр.э}}} \right)^{1,6}; \quad (3)$$

где $\mu_{\text{с}}$ – коэффициент расхода форсунки, $d_{\text{с}}$ и $J_{\text{с}}$ – диаметр и число сопловых отверстий распылителя, $P_{\text{ф}}$ – среднее давление топливоподачи, $P_{\text{с}}$ и $T_{\text{с}}$ – давление и температура в цилиндре в период впрыска, $g_{\text{с}}$ – цикловая доза топлива, ρ , σ , и μ – плотность, поверхностное натяжение и динамическая вязкость топлива, γ – угол раскрытия топливного факела, $\tau_{\text{инд}}$ – продолжительность задержки воспламенения, $\tau_{\text{впр}}$ – продолжительность топливоподачи, τ_{z} – продолжительность процесса сгорания; параметры с индексом «п» относятся к исследуемому двигателю, а с индексом «э» – к эталонному.

Представленные на рисунках 3-5 данные были обработаны относительно безразмерных критериев, определяемых выражениями (1) – (3). Результаты обработки показаны на рисунках 6...8.

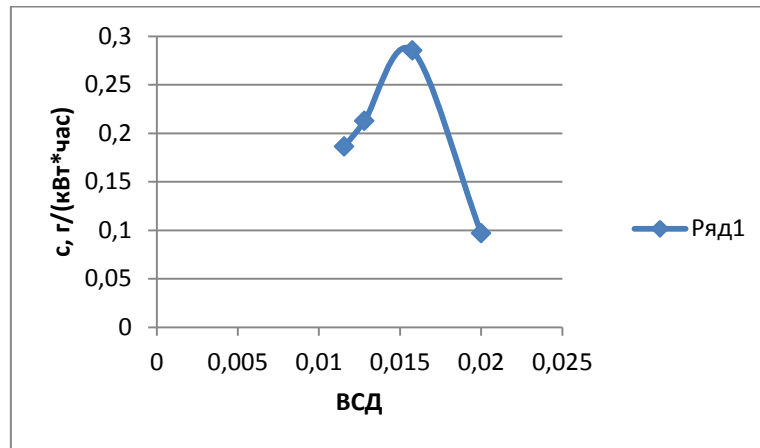


Рис. 6 Зависимость удельного выброса сажи от произведения критериев ВСД для двигателя 6ЧН18/22

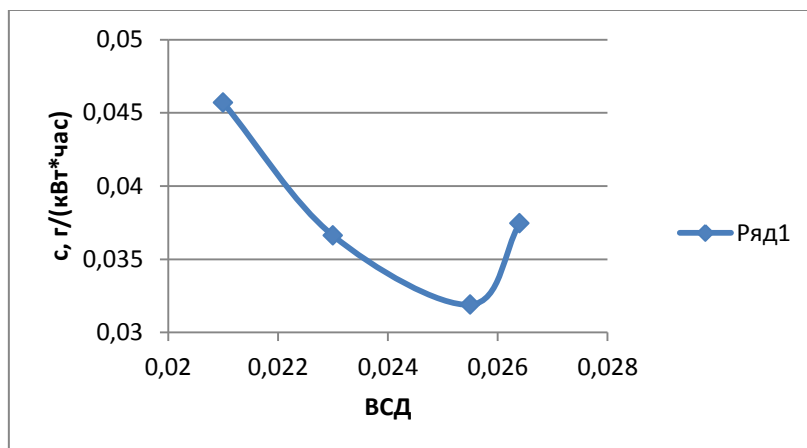


Рис. 7 Зависимость удельного выброса сажи от произведения критериев ВСД для двигателя КамАЗ740.10

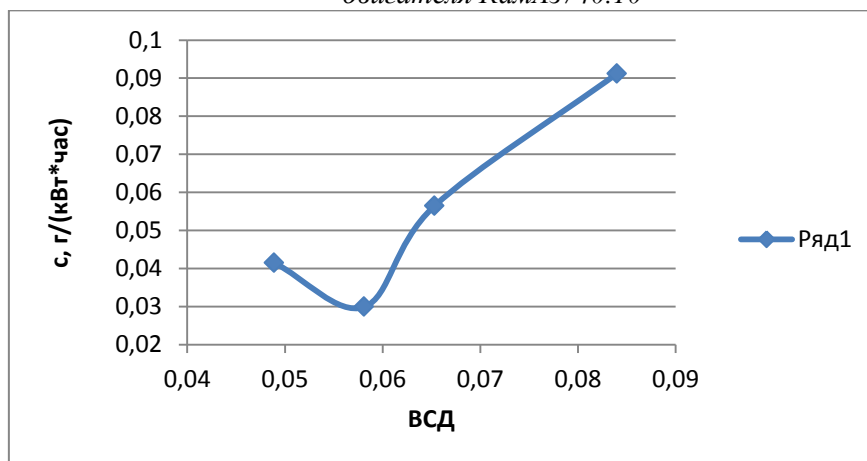


Рис. 8 Зависимость удельного выброса сажи от произведения критериев ВСД для двигателя МАН Д 2866

На рисунках 6-8 очевидны экстремумы. Для выяснения их природы были выполнены расчёты дальнобойности топливных струй методом профессора А.С. Лышевского [6]. Проведённые расчёты показали, что к моменту наступления экстремума топливные струи достигают днища камеры сгорания. Таким образом, к объёмному механизму смесеобразования подключается плёночный.

После проведения ряда уточняющих экспериментов на двигателе 1NVD24 и обработки результатов замера дымности отработавших газов двигателя 6Ч15/18 [12, 13] нами было получено выражение, в явном виде показывающее влияние действующих факторов на величину эмиссии сажи с отработавшими газами двигателя [14]:

$$\frac{c_{\Pi}}{c_{\Sigma}} = H \left(\frac{J_{c\varepsilon}}{J_{c\Pi}} \right)^{0,4} \left(\frac{d_{c\varepsilon}}{d_{c\Pi}} \right)^{0,8} \left(\frac{g_{ц\varepsilon}}{g_{ц\Pi}} \right)^{-0,4} \left(\frac{P_{т\varepsilon}}{P_{т\Pi}} \right)^{0,3} \left(\frac{C_{\Sigma}}{C_{\Pi}} \right)^{0,08} \left(\frac{\alpha_{\Sigma}}{\alpha_{\Pi}} \right)^{-0,08} \left(\frac{Q_{н\varepsilon}}{Q_{н\Pi}} \right)^{-0,1} \quad (4)$$

где $H = \left(\frac{\tau_{z\varepsilon} n_{\Sigma} z_{\Pi}}{\tau_{z\Pi} n_{\Pi} z_{\Sigma}} \right)^{0,12}$ – критерий, J_c и d_c – число и диаметр сопловых отверстий распылителя;

$g_{ц}$ – цикловая подача топлива; p_t – среднее давление топлива в процессе впрыска; α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; C – геометрическая характеристика топливной струи, определяемая согласно выражения (3); $Q_{н\varepsilon}^p$ и $Q_{н\Pi}^p$ – теплотворные способности топлив.

Как заметно на рисунках 6-8, зависимость эмиссии сажи с отработавшими газами от безразмерных критериев рабочего процесса для двигателя 6ЧН18/22 имеет максимум, тогда как для других рассмотренных двигателей – минимум. Данное явление объясняется тем, что в двигателе 6ЧН18/22 испарение топлива с поверхности поршня протекает при более высоких температурах, чем в других исследованных двигателях.

Чтобы определить количественное влияние эксплуатационных факторов на величину эмиссии сажи при объёмно-плёночном смесеобразовании показанные на рисунках 6 и 7 результаты были обработаны относительно критериев В и С (выражения (1) и (2)). Результаты обработки показаны на рисунках 9 и 10.

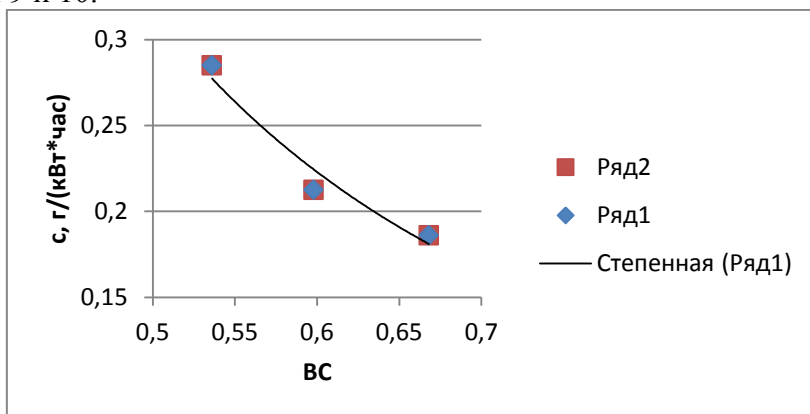


Рис.9 Величина удельной эмиссии сажи в функции от критериев В и С для двигателя 6ЧН18/22

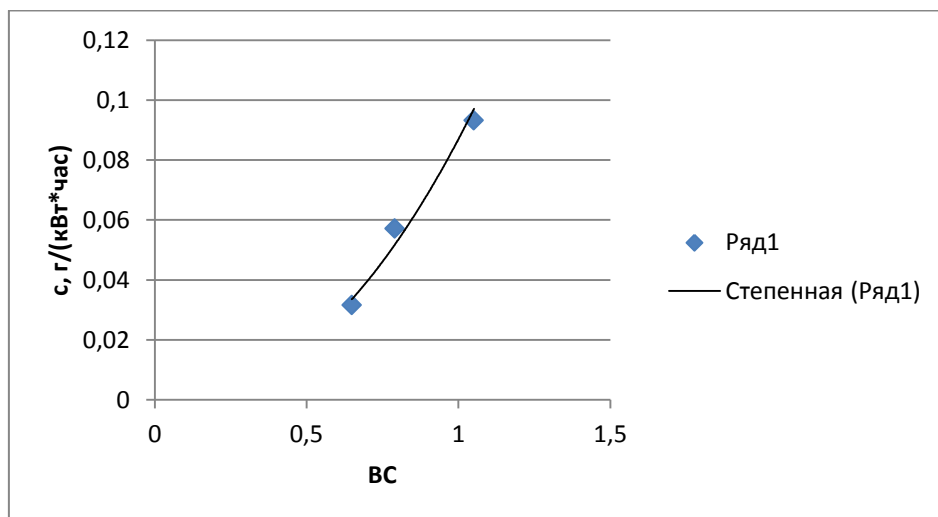


Рис. 10 Величина удельной эмиссии сажи в функции от критериев В и С для двигателя МАН Д 2866

Зависимости, показанные на рисунках 7 и 8, аппроксимируются степенными функциями, близкими к квадратной параболе с достоверностью $R^2 = 0,954$ и $0,975$ соответственно. Для двигателя 6ЧН18/22 зависимость имеет вид:

$$c = 0,0829(BC)^{-1,937} \quad (5)$$

Для двигателя МАН Д 2866:

$$c = 0,087(BC)^{2,206} \quad (6)$$

С целью применить изложенный метод в случае вихрекамерного смесеобразования были обработаны данные по эмиссии сажи с отработавшими газами двигателя 4ч8,5/11, опубликованные в [15]. Итоги обработки показаны на рисунках 11 и 12.

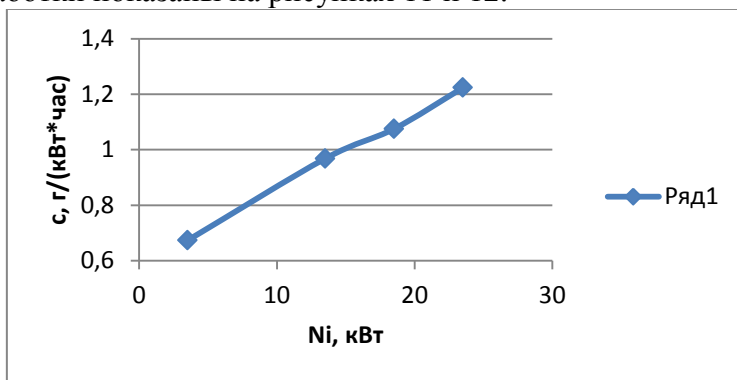


Рис.11 Зависимость эмиссии сажи с отработавшими газами двигателя 4ч8,5/11 от его индикаторной мощности

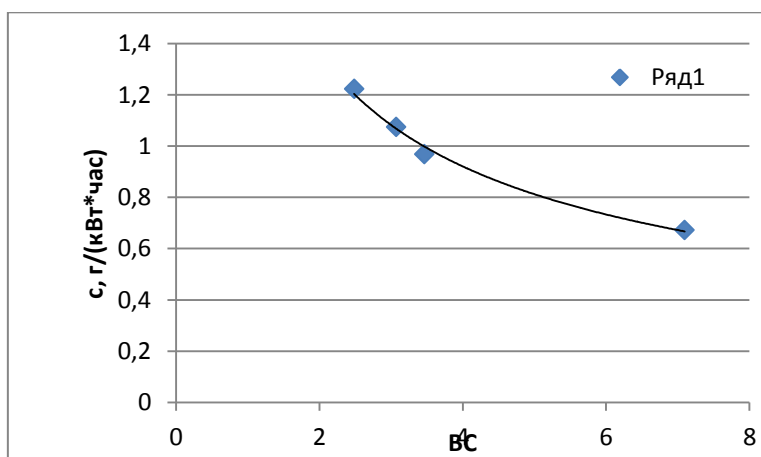


Рис. 12 Эмиссия углерода с отработавшими газами двигателя 4ч8,5/11 в функции от критериев B и C.

Зависимость, изображённая на рисунке 10, также, как и при объёмно-плёночном смесеобразовании, описывается степенной функцией с достоверностью $R^2=0,991$:

$$c=2,007(BC)^{-0,562} \quad (7)$$

ВЫВОДЫ

- 1 В зависимости от конструкции камеры сгорания характер процесса эмиссии сажи различается.
- 2 В двигателях с камерой в поршне, например в 6ЧН18/22, при объёмно-плёночном смесеобразовании эмиссия сажи снижается, а в двигателях с неразделённой камерой сгорания – растёт.
- 3 При вихрекамерном смесеобразовании по мере увеличения нагрузки наблюдается близкий к линейному рост величины эмиссии сажи.
- 4 Для рассмотренных двигателей получены выражения, связывающие величину эмиссии сажи со значениями действующих факторов при объёмно-плёночном и вихрекамерном способах смесеобразования в виде:

$$c=A(BC)^x \quad (8)$$

где A и x – эмпирические показатели, отражающие влияние особенностей протекания внутрицилиндровых процессов в рассмотренных двигателях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Брозе, Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1969 г. -247 с.

- 2 Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачёв Б.П., Русинов Р.В., Мельников Г.В. Теория двигателей внутреннего сгорания/ Под. Ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.:Машиностроение, 1974. 552 с.
- 3 Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977.-277 с.
- 4 Смайлис, В.И. Малотоксичные дизели. – Л.: Машиностроение, 1972. – 128 с.
- 5 Основы горения углеводородных топлив. Пер. с англ. Под ред. Л. Н. Хитрина и В. А. Попова. М.: изд-во иностранной литературы, 1960,-664 с.
- 6 Лышевский, А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. - Л.: Судостроение, 1971. – 248 с.
- 7 Теоретические основы химмотологии / под ред. А.А. Браткова. – М.: Химия, 1985. – 320 с.
- 8 Камфер, Г.М. Процессы тепломассообмена и испарения при смесеобразовании в дизелях / Г.М. Камфер. – Москва: Высшая школа, 1974. – 144 с.
- 9 Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учеб.для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 719 с.
- 10 Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б. Экспериментальное исследование влияние триботехнического состава «Нановит» на основные показатели работы автомобильного дизельного двигателя КА-МАЗ-740.10 – эффективную мощность, расход топлива, скорости износа. Технический отчёт по научно-исследовательской работе. Ресурс Интернета: www.nanovit.kz.>wp-content/uploads/2013/09/kamaz.doc
- 11 Одинцов В.И. Рабочий процесс судовых ДВС. Монография. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2010.- 135 с.
- 12 Медведев, Г.В. Повышение эффективности систем очистки отработавших газов судовых дизелей применением металлокерамических фильтров: автореф. на соиск. уч. степ.д.т.н. / Г.В. Медведев. – Алтайский техн. ун-т им. И.И. Ползунова, 2016. – 18 с.
- 13 Одинцов, В.И. Обеспечение условий безопасной эксплуатации судовых ДВС путём ограничения выбросов продуктов неполного сгорания топлива / В.И. Одинцов, Д.Ю. Глазков // Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – Астрахань, 2016. – № 4. – С. 70 - 79.
- 14 Victor Odintsov, Dmitry Glazkov, Nikita Sviridiuk. Regularities of changes in specific carbon and nitrogen oxide emissions of marine and transport diesel engines.//18-th Annular General Assembly of the International Association of Maritime Universities. Global perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport. Volume I, Varna, 2017, p. 470-480.
- 15 Таманджа, И., Шуйтасов, Н.Н. Результаты испытаний на токсичность отработавших газов судовых дизелей 1Ч17,5/24 и 4Ч8,5/11 по нагрузочной характеристике при работе на дизельном и биодизельном топливе. // Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – Астрахань, 2011. – № 1. – С. 147 - 156.

**VALUE OF SOOT EMISSION WITH THE SPEND GASSES
OF MARINE DIESEL ENGINES WITH DIFFERENT METHODS
OF MIXING FORMATION**

Glazkov Dmitry Yurievich, senior lector, dept. of Ship Propulsion Plants

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: 2338697@gmail.com

Processes occurring during formation and burning of soot in the engine cylinder with different methods of mixing formation are described in this article. The results of research of the influence of the operating factors on soot emission are given. The empirical equations of the value of soot emission from operation factors are given for some diesel engines with volume-film and whirl-chamber methods of mixing formation.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДУГОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ФЕРРОРЕЗОНАНСНЫХ ЦЕПЯХ

Кажекин Илья Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: kazhekin@mail.ru

В работе описана экспериментальная установка, предназначенная для исследования дуговых процессов. Проведена оценка возможностей использованных в ней современных средств измерения при регистрации переходных процессов, сопровождающихся дуговыми разрядами. Предложена методика по регистрации и дальнейшей обработке параметров низковольтной электрической дуги. Впервые приведены осциллограммы тока и напряжения низковольтной дуги при малых токах в феррорезонансных цепях

Несмотря на то, что выбору режима нейтрали посвящено достаточно много литературы, в настоящее время остаются малоизученными некоторые вопросы, связанные с его последствиями. Наиболее опасным последствием, определяемым выбором режима нейтрали, многими авторами признаются дуговые перенапряжения, возникающие при неустойчивом контакте фазы электросети с землей [1-3]. Опасность этого вида перенапряжений обусловлена воздействием на изоляцию неповрежденных фаз и возможностью ее перекрытия [4, 5]

Сложность исследования дуговых перенапряжений объясняется вероятностным характером процессов их формирования. Определяющую роль в них играют моменты зажигания и гашения дуги при неустойчивом характере ее горения. На различных представлениях об этих моментах, а также характеристиках последугового промежутка основаны известные теории дуговых перенапряжений [6-9].

Исследования дуговых процессов, проведенные в электроустановках с изолированной нейтралью [10], позволили выявить влияние параметров электросети на поведение заземляющей дуги. С учетом этого влияния должна проводиться оценка максимальных значений дуговых перенапряжений. Однако полученные результаты исследований ограничиваются лишь электросетями с изолированной нейтралью, поскольку не учитывают особенностей электроустановок с другими режимами нейтрали, например, с компенсированной. Выбор такого способа заземления нейтрали направлен, в первую очередь, на снижение токов однофазных замыканий. Однако его особенностью в низковольтных электросетях является возможность формирования в них феррорезонансных цепей [4], взаимодействие которых с дуговыми процессами может привести к увеличению тока замыкания и перенапряжений. Исходя из вышесказанного, изучение дуговых процессов в феррорезонансных цепях представляются весьма важной и актуальной задачей, требующей проведения соответствующих исследований.

Особенности возникновения дугового замыкания в судовых электросистемах

Заземляющая дуга, возникающая в низковольтных электроустановках с компенсированной нейтралью, может гореть в условиях одновременно протекающих феррорезонансных процессов [4]. При этом в таких электросистемах величина тока дуги является не большой. Возбуждение горения такой дуги возможно двумя способами:

- при ее зажигании над проводящим каналом, образованном на поверхности изоляции;
- при прерывании тока, протекающего через неустойчивый металлический контакт.

В первом случае токопроводящий канал оказывается включенным параллельно с дугой, что значительно усложняет анализ процессов. Следует отметить, что подобные условия горения дуги ранее никогда не рассматривались ни в приложении к низковольтным электросистемам, ни в приложении к электросетям средних и высоких классов напряжений. Сложность анализа протекающих при этом процессов заключается в том, что помимо описания самой дуги необходима разработка математической

модели токопроводящего канала, вызвавшего ее образование. Поэтому в описанных исследованиях в первую очередь использован второй способ возбуждения дуги.

В процессе развития дугового замыкания можно выделить следующие основные этапы: возбуждение дуги, устойчивое горение дуги, процессы в околонулевой области тока и остаточном дуговом столбе. В зависимости от этапа развития дугового замыкания для анализа устойчивости заземляющей дуги может быть использовано два подхода. Первый основывается на анализе изменений отводимой мощности от дуги и ее сопротивления.

Второй - на использовании общих методов теории устойчивости, предложенной А.М. Ляпуновым. Для этого необходимо составление характеристического уравнения электросистемы в режиме однофазного устойчивого дугового замыкания на корпус. Как правило, при подобном анализе устойчивости горения дуги для ее описания применяется упрощенная модель Майра [11, 12]. Однако возможность ее использования при исследовании низковольтной заземляющей дуги требует экспериментального обоснования.

Экспериментальная установка для исследования параметров дуги

Экспериментальная установка предложена для исследования дуговых процессов в низковольтных электросетях при однофазных замыканиях, при токах дуги не превышающих единиц ампера. Схема установки приведена на рисунке 1.

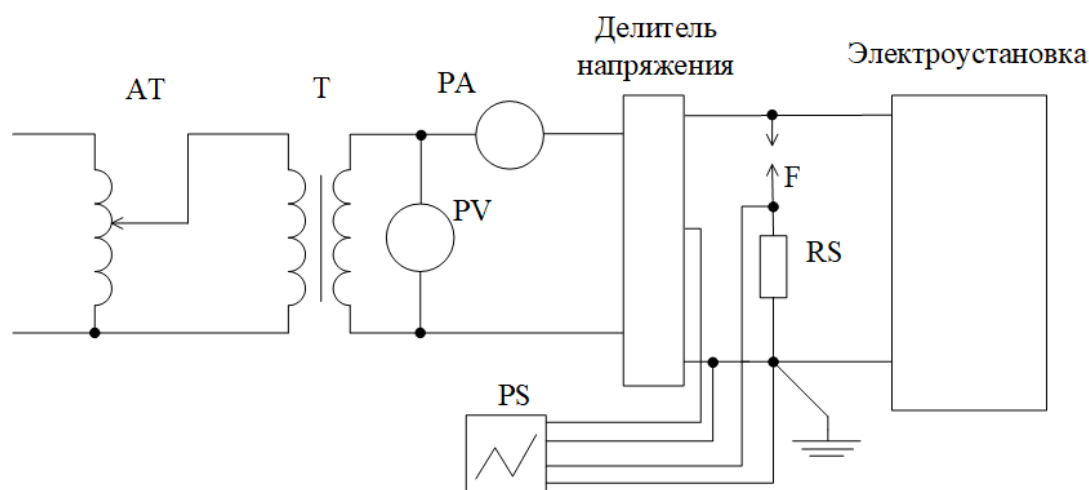


Рис. 1 Схема экспериментальной установки

Принятые на рисунке 1 обозначения: РВ, РА – вольтметр и амперметр, предназначенные для калибровки показаний осциллографа; PS – цифровой запоминающий осциллограф; АТ – лабораторный автотрансформатор; Т – повышающий трансформатор; RS – измерительный шунт; F – дуговой промежуток. Под электроустановкой на рисунке 1 понимается электрическая сеть, в которой возникают дуговые процессы при однофазных замыканиях. В качестве такой электроустановки использованы как физическая трехфазная модель электросистемы с компенсированной нейтралью с возможностью варьирования напряжения сети вплоть до 380 В, так и эквивалентная ей однофазная модель электросети, составленная на основе эквивалентных преобразований ее линейных элементов. При этом однофазная модель электрической сети обладает возможностью более широкого изменения напряжения источника - до 1 кВ.

Сигнал по току регистрировался при помощи измерительного шунта 75-РИ и пробника GTP-060A-4. Измерительный шунт 75-РИ предназначен для измерения постоянного тока, поэтому важно провести оценку влияния частоты на его сопротивление. Результаты такой оценки представлены на рисунке 2.

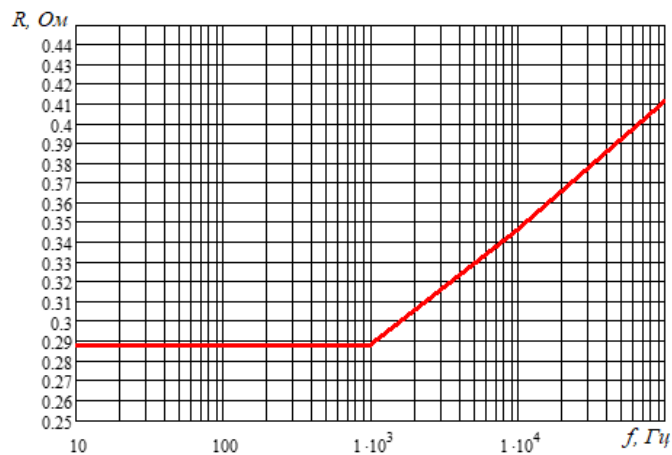


Рис. 2 Влияние частоты на сопротивление измерительного шунта

Пробник GTP-060A-4, подключаемый к измерительному шунту имеет ширину полосы пропускания от 0 до 6 МГц.

В экспериментальной установке использован делитель напряжения Testee тип ТТ-НВ150, обладающий коэффициентом деления 1:100. Его входные параметры: сопротивление - 100 МОм, емкость – 4 пкФ. Максимальное допустимое сопротивление на входе: 1500 В. Изменение максимального допустимого напряжения на входе делителя с ростом частоты показано на рисунке 3

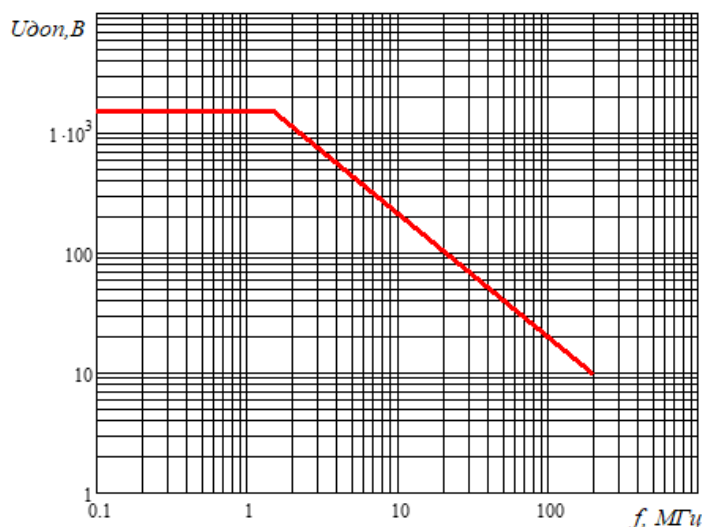


Рис.3 Влияние частоты сигнала на максимально допустимое напряжение на входе делителя напряжения

Как видно из характеристик элементов экспериментальной установки, ее использование вполне пригодно для регистрации процессов частотой до 1 кГц, что соответствует исследуемым дуговым процессам.

Результаты регистрации дуговых процессов

Некоторые результаты регистрации напряжения и тока дуги приведены на рисунке 4.

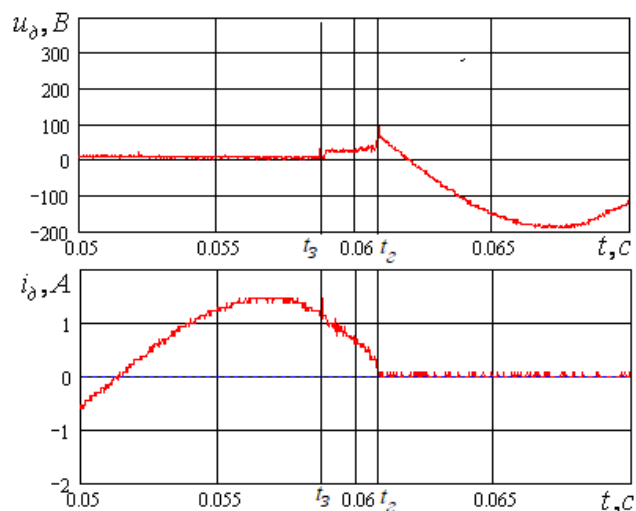
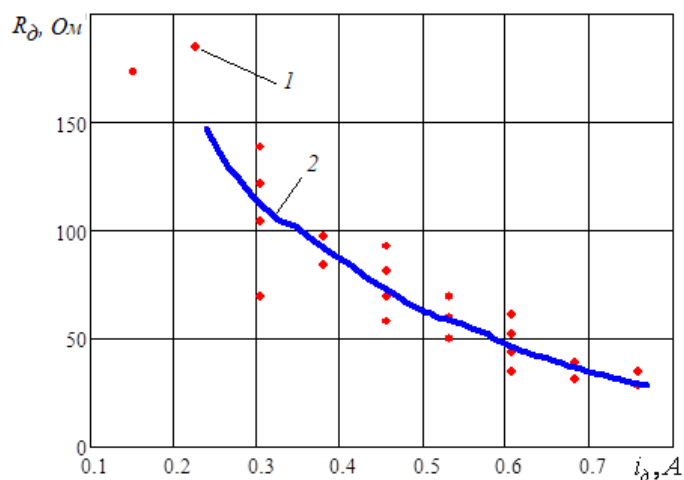


Рис.4 Результаты регистрации напряжения и тока при дуговых процессах

Построенные на Рис. 4 осциллограммы получены при возникновении дуговых процессов в трехфазной модели электросети с компенсированной нейтралью при неустойчивом металлическом контакте фазы с заземленным элементом корпуса. Осциллограммы позволяют выделить периоды горения дуги, при которых регистрируемые напряжение и ток не равны нулю. На рисунке 4 этот период времени заключен между моментами зажигания t_3 и гашения t_r дуги.

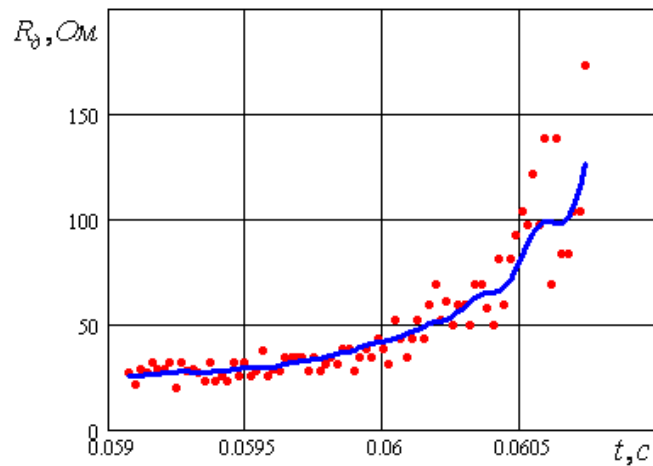
Полученные таким образом мгновенные значения напряжения и тока дуги позволяют определить ее сопротивление, зависимости которого от тока и от времени показаны на Рис. 5 и 6.



1 – значения, полученные из осциллограммы; 2 – зависимость, сглаживающая колебания экспериментальных данных

Рис.5 Изменение сопротивления дуги в зависимости от мгновенного значения ее тока

Одним из достоинств представленной измерительной системы является возможность экспорта зарегистрированных мгновенных значений тока и напряжения в любую программную среду для их дальнейшей обработки. Например, сглаживание экспериментальных данных выполнено на основе функции Гаусса.



1 – значения, полученные из осциллограммы;
2 – зависимость, сглаживающая колебания экспериментальных данных

Рис.6 Изменение сопротивления дуги в процессе ее горения

Представленные на рисунках 5 и 6 изменения сопротивления дуги в процессе ее горения в целом соответствуют общим представлениям о дуговых процессах, а формат данных позволяет легко проводить оценку параметров дуги.

Выводы

Предложенная методика экспериментального исследования дуговых процессов позволяет осуществлять их регистрацию как при однофазных замыканиях в трехфазных электрических сетях с различными способами заземления нейтрали, так и при зажигании дуги в составе иных электрических цепей. Использование современной регистрирующей аппаратуры позволяет получить осциллограммы токов и напряжений дуги в формате, удобном для дальнейшей их обработки. Представленные в работе результаты обработки экспериментальных данных были выполнены в программной среде Mathcad. Это дает возможность автоматизировать процесс обработки осциллограмм, увеличив тем самым выборку экспериментальных данных.

Создание экспериментальной установки и исследования дуговых процессов, описанные в данной статье, выполнены при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-38-00622.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Быстрых, В.В. Разработка новых методов повышения надежности распределительных сетей/ В.В. Быстрых, В.Е. Качесов/ Электроэнергетика глазами молодежи – 2017. Материалы VIII Международной научно-технической конференции. - 2017. - С. 329-332.
- 2 Благинин, В.А. Варианты защиты судовых электросистем от однофазных замыканий/ В.А.Благинин, И.Е. Кажекин / Безопасность жизнедеятельности. - 2010. - № 3 (111). - С. 23-30.
- 3 Ощепков, В.А. Влияние режима работы нейтрали распределительных электрических сетей на уровень перенапряжений при однофазном замыкании на землю/ В.А. Ощепков, Л.В. Владимиров, Д.И. Плотников, Е.Е. Шакенов, С.А. Мельников, Д.В. Паламарчук // Международный научно-исследовательский журнал. - 2018. - № 1-1 (67). - С. 119-123.
- 4 Кажекин, И.Е. Феррорезонансные процессы при однофазных замыканиях в судовых электроустановках с компенсированной нейтралью/ И.Е. Кажекин // Известия КГТУ. - 2019. - № 52. - С. 145-153.
- 5 Еремич, Я.Э. Вопросы перенапряжений в сетях генераторного напряжения гидроэлектростанций малой мощности/ Я.Э. Еремич, А.Н. Назарычев, Ф.Х. Халилов, Б.В. Ефимов// Труды Кольского научного центра РАН. - 2014. - № 3 (22). - С. 11-19.
- 6 Благинин, В.А. Прогнозирование дуговых перенапряжений в судовых электросетях низких и средних классов напряжений/ В.А. Благинин, И.Е. Кажекин// Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. - 2008. - № 2. - С. 247-250.

- 7 Беляков, Н.Н. Исследования перенапряжений при дуговых замыканиях на землю в сетях 6-10 кВ с изолированной нейтралью/ Н.Н. Беляков //Электричество. – 1957. - № 5. - С. 31-36
- 8 Peters, I.E. Voltage Induced by Arcing Ground / I.E. Peters, J. Slepian // Tr. AIEE. – 1923. - №4. - P. 478-489.
- 9 Petersen, W., Der aussetzende Erdschuss / W. Petersen// ETZ. – 1916. – Н. 37. – S. 493-495
- 10 Благинин, В.А Экспериментальная проверка применимости известных теорий дуговых перенапряжений к судовым низковольтным электросистемам/ В.А. Благинин, И.Е. Кажекин// Инновации в науке, образовании и бизнесе - 2013 Труды XI международной научной конференции. - 2013. - С. 384-387.
- 11 Таев, И.С. Электрическая дуга отключения / И.С. Таев. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 223с.
- 12 Буль, Б.К. Основы теории электрических аппаратов/ Б.К. Буль, Г. В. Буткевич, А.Г. Годжелло, В.Г. Кураев, И.Е. Лысов, П.В. Сахаров, А.Г. Сливинская, И.С. Таев, А.А. Чунихин, Л.В. Шопен; под ред. Г.В. Буткевича. – М.: Высшая школа, 1970. – 600 с.

STUDY OF ARC PROCESSES IN FERRORESONANCE CIRCUITS

Kazhekin Ilya Evgenievich, PhD in Engineering Sciences; Associate Professor

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: kazhekin@mail.ru

The paper describes an experimental equipment's designed to study arc processes. The evaluation of the capabilities of modern measuring instruments during the registration of instability processes by arc discharges has been carried out. A method for recording the parameters of a low-voltage electric arc is proposed. The oscillograms of the current and voltage of the low-voltage arc at low currents in ferroresonance circuits are given for the first time.

УДК 621.316.935

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОФАЗНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ТОКОВ ОДНОФАЗНЫХ ЗАМЫКАНИЙ В СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОСИСТЕМАХ

¹Кажекин Илья Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

²Благинин Владимир Анатольевич, канд. техн. наук

²Рагозин Сергей Николаевич, главный инженер

³Юсып Вячеслав Михайлович, начальник кафедры

¹ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: kazhekin@mail.ru

²ООО «Автономные электрические системы»,
Калининград, Россия, e-mail: npp-met@rambler.ru

³Филиал Военно-учебного научного центра ВМФ «Военно-морская академия
им. Н.Г. Кузнецова»,

Калининград, Россия, e-mail: v-y48@yandex.ru

В работе рассмотрены основные проблемы пофазной компенсации токов однофазных замыканий, обусловленные несимметрией фазных емкостей электросети. Впервые изучено влияние отклоне-

ния емкостей от их резонансных значений при использовании ненастраиваемых реакторов, заземляющим фазы электросети, а также впервые проведена оценка влияния активной проводимости фазной изоляции на величину тока однофазного замыкания при таком способе его компенсации

Однофазные замыкания на землю представляют собой один из наиболее распространенных видов повреждений в электроустановках различных классов напряжения. Например, в электросетях от 6 до 35 кВ по различным оценкам [1, 2] их количество может достигать 90 % от общего числа всех повреждений. Последствия таких замыканий могут выражаться в пожарах, взрывах, перебоях электроснабжения, электротравматизме и т.д. Несмотря на высокий уровень современной техники и постоянное развитие защит от однофазных замыканий, указанные последствия продолжают представлять серьезную опасность и на сегодняшний день. В частности, по данным, приведенным в [3], в электрических сетях напряжением 6-10 кВ в последнее время отмечается рост электротравм, связанных с этим видом замыканий.

Наиболее актуальными вопросы совершенствования защиты от однофазных замыканий следует признать для электроустановок, в которых допускается длительное существование этого режима. К таким электроустановкам относятся электрические сети напряжением 6-35 кВ, а также сети напряжением до 1 кВ, в которых используется так называемая IT-нейтраль (изолированная или заземленная через большое сопротивление нейтраль) [4], как, например, судовые электроустановки [5]. Несмотря на то, что отсутствие необходимости в быстром отключении однофазных замыканий обусловлено протеканием сравнительно небольших токов в месте повреждения изоляции, их длительное действие может стать причиной указанных выше негативных последствий. Опасность усугубляется тем, что все время существования однофазного замыкания изоляция неповрежденных фаз может подвергаться воздействию дуговых перенапряжений. Перенапряжения способствуют пробоем ослабленных участков изоляции, в результате чего простые однофазные замыкания развиваются в более опасные виды коротких замыканий. Ослабленные участки изоляции характерны для электрооборудования с высокой степенью износа. Такое состояние электрооборудования можно наблюдать в низковольтных автономных электроустановках объектов морской техники, если оценивать его по состоянию судов, на которых это оборудование используется. Например, на 2010 год по данным, приведенным в [6], 80.5% судов рыбопромыслового флота превысило свой нормативный ресурс. Их распределение по возрасту представлено на рисунке 1.

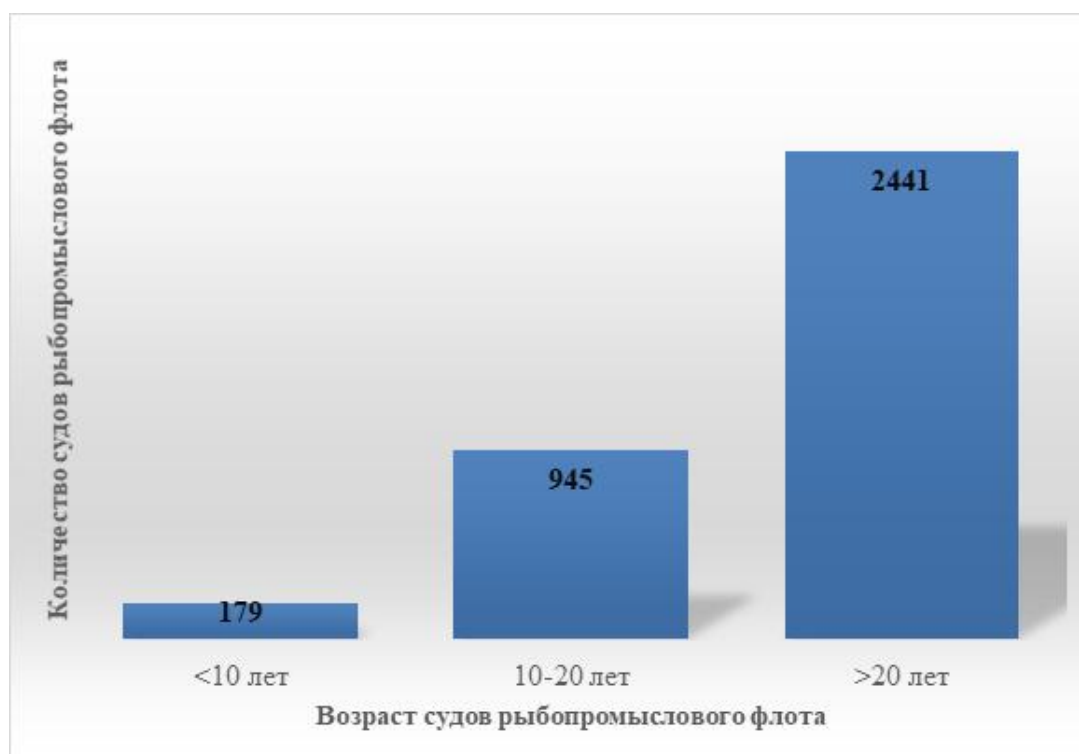


Рис. 1 Распределение судов рыбопромыслового флота по возрасту [7]

В этих условиях весьма актуальными становятся вопросы совершенствования защиты от однофазных замыканий. Как показывает практика, наиболее рациональным путем решения этой задачи является компенсация токов однофазных замыканий.

Способы компенсации токов однофазных замыканий

Способы компенсации токов однофазных замыканий можно условно разделить на две группы:

- 1 Заземление нейтрали электросети через компенсирующее устройство, которым как правило является реактор.
- 2 Пофазная компенсация, заключающаяся в заземлении каждой фазы электросети через реактор.

Наиболее широкое применение нашел первый подход, используемый повсеместно в отечественных береговых электросетях 6-35 кВ. Однако, несмотря на сформировавшуюся необходимость снижения токов однофазных замыканий и в низковольтных судовых электроэнергетических системах [7], этот вид защиты практически не используется на объектах морской техники. Одной из причин этому является несимметрия фазных емкостей судовых электросетей, степень которой как показано в [8] может достигать достаточно больших значений и сильно изменяться в процессе эксплуатации.

Среди последствий заземления нейтрали через реактор несимметричной сети следует отметить возможность возникновения феррорезонансных явлений [9, 10], а также рост перенапряжений, обусловленных процессами в контуре нулевой последовательности [11]. В результате при наличии несимметрии и неточной настройке компенсатора тока однофазного замыкания возможно существенное увеличение кратностей дуговых перенапряжений по сравнению с изолированной нейтралью, где они могут превышать 4,5 амплитуды фазного напряжения [12].

Второй подход, заключающийся в заземлении через реактор каждой из фаз, практически не нашел применения. Основные трудности, связанные с его использованием изложены в [13]. Кратко их можно сформулировать следующим образом.

- 1 Большие расходы материала при изготовлении трех реакторов, подключаемых к фазам, по сравнению с одним реактором, заземляющим только нейтральную точку электросети.
- 2 Увеличение потерь электроэнергии при работе в режиме без замыкания, даже при симметрии фазных емкостей электросети. Этот недостаток объяснен постоянным нахождением реакторов под напряжением и связанными с этим потреблением реактивной мощности. В то время как на реактор, включенный в нейтраль симметричной системы напряжение не действует, соответственно потери отсутствуют.
- 3 При замыкании фазы на землю к реакторам, включенным между неповрежденными фазами и землей, прикладывается напряжение в $\sqrt{3}$ раз больше, чем к реактору, заземляющему нейтраль, что увеличивает затраты на изоляцию.
- 4 Сложность распределительного устройства, требующего трехфазного выключателя.
- 5 Трудности, обусловленные симметрированием электросети.

Как видно, отмеченные в [13] недостатки весьма спорны и скорее характерны только для электросетей средних классов напряжения. Первый из указанных недостатков не учитывает то, что в подавляющем большинстве случаев заземление нейтрали осуществляется через специальные трехфазные трансформаторы [1, 14] или через реакторы [15]. В результате соотношение по стоимости оборудования двух рассматриваемых подходов компенсации токов однофазного замыкания становится не таким очевидным.

Второй отмеченный недостаток не учитывает то, что параллельно с реактором взаимодействуют фазные емкости электросети. При относительно небольших протяженностях отдельных линий, когда емкость можно представить при помощи сосредоточенных параметров, потери должны оказаться не существенными.

Третий недостаток характерен только для электросетей средних классов напряжения. В низковольтных электроустановках переход с фазного напряжения на линейное не связано с большими затратами изоляции.

Четвертый недостаток не учитывает, что низковольтная коммутационная аппаратура не имеет такого широкого разброса по стоимости между однополюсными и трехфазными устройствами, что позволяет реализовывать различные способы подключения реакторов к сети без значительного увеличения затрат.

Исходя из вышесказанного основной трудностью пофазной компенсации следует признать сложность резонансной настройки в несимметричных электросетях.

Пофазная компенсация токов однофазных замыканий в несимметричных электросетях

Ток однофазного замыкания, например фазы А, в электросистеме с пофазной компенсацией можно оценить по следующему выражению.

$$\underline{I_{O3}} = \underline{U_{AB}} \left(j\omega C_B + \frac{1}{j\omega L_B} + G_B \right) + \underline{U_{AC}} \left(j\omega C_C + \frac{1}{j\omega L_C} + G_C \right), \quad (1)$$

где $\underline{U_{AB}}, \underline{U_{AC}}$ – комплексные значения напряжений между неповрежденными фазами (В и С) и землей;

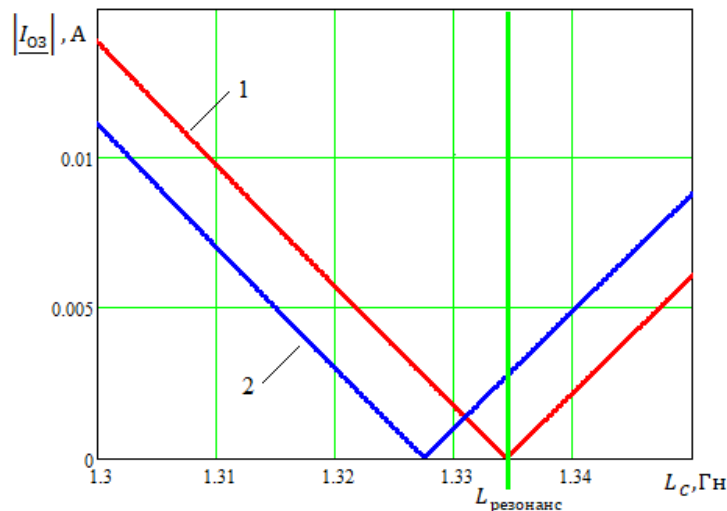
ω – угловая частота сети;

C_B, C_C – емкости неповрежденных фаз;

L_B, L_C – индуктивности, включаемые для компенсации тока однофазного замыкания в неповрежденные фазы В и С;

G_B, G_C – активные проводимости неповрежденных фаз.

На основе выражения (1) можно проанализировать влияние параметров изоляции электрической сети на величину тока в месте замыкания. Для наиболее полной компенсации необходима точная настройка каждого реактора в резонанс с емкостью фазы, которую он заземляет. Отклонение индуктивности одного из реакторов от резонансного значения $L_{резонанс}$ приведет к увеличению тока однофазного замыкания в соответствии с V-образной характеристикой. На рисунке 2 для электросистемы судна, описанной в [8], построена такая характеристика при фиксированных значениях фазных емкостей ($C_B = 7$ мкФ, $C_C = 7.6$ мкФ) и индуктивности реактора в одной из фаз ($L_B = 1.449$ Гн для зависимости без учета активной проводимости изоляции, $L_B = 1.454$ Гн для зависимости с учетом активной проводимости изоляции).



1 – без учета активной проводимости изоляции; 2 – с учетом активной проводимости изоляции

Рис. 2 Влияние индуктивности реактора одной из фаз на ток глухого однофазного замыкания

Выражение (1) может быть упрощено, если принять $G_B = G_C = 0$. В большинстве практически значимых случаев активное сопротивление изоляции неповрежденных фаз как минимум на порядок превышает ее реактивное сопротивление. К тому же при пофазной компенсации, как вид-

но из рисунка 2, влияние активной проводимости выражается лишь в смещении минимума тока относительно резонансной настройки, без увеличения его значения.

Изображенная на рисунке 2 зависимость построена при условии, что одна из фазных индуктивностей находится в резонансе с емкостью этой фазы, а индуктивность другой фазы меняется. Влияние индуктивностей сразу двух неповрежденных фаз на ток при пофазной компенсации показано на рисунке 3 при помощи трехмерного графика зависимости тока однофазного замыкания от индуктивностей фазных реакторов (L_B , L_C), построенных при условии неизменности величины фазных емкостей и при замыкании на корпус фазы А.

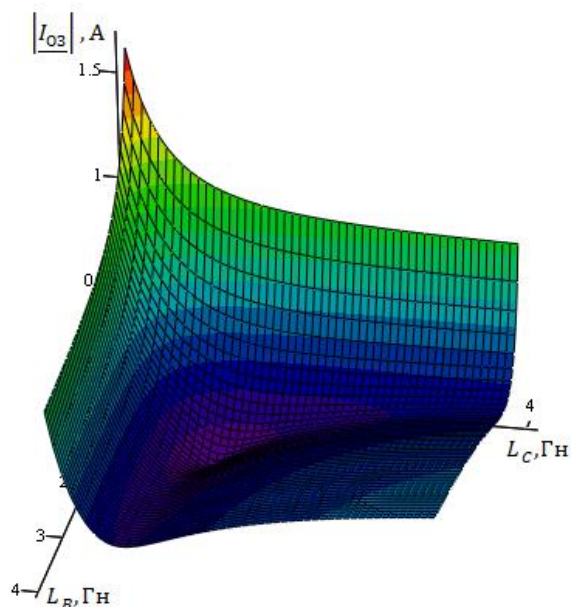


Рис. 3 Влияние индуктивности заземляющих фазы реакторов на ток однофазного замыкания при неизменных значениях фазных емкостей

Как видно из рисунка 3, при недокомпенсации, когда ток утечки носит емкостной характер и индуктивность реакторов велика, суммарный ток однофазного замыкания изменяется незначительно. Это продемонстрировано и на рисунке 4, где изображены фиксированные уровни токов однофазных замыканий на корпус.

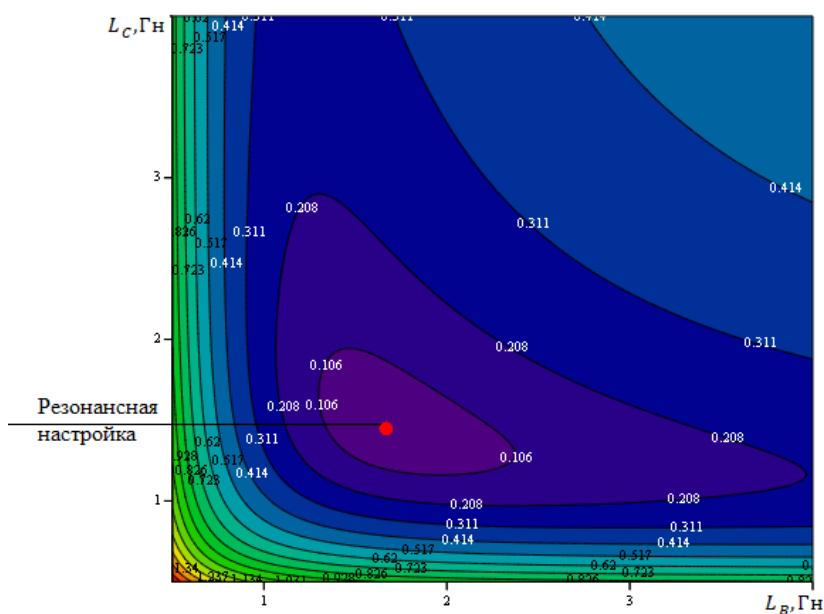


Рис. 4 Фиксированные уровни токов однофазных замыканий на корпус в зависимости от индуктивностей заземляющих фазы реакторов на ток однофазного замыкания при неизменных значениях фазных емкостей

Как видно из рисунка 4, даже значительные отклонения индуктивностей в сторону недокомпенсации, составляющие 1-2 Гн, не приводят к существенному росту тока однофазного замыкания. Отклонения индуктивностей в сторону перекомпенсации приводят к более интенсивному увеличению тока. Однако для того, чтобы значение тока достигло хотя бы 0,4 А необходимо снижение индуктивностей более чем на 0,5 Гн.

Влияние отклонения емкости от резонансных значений показано на Рис. 5

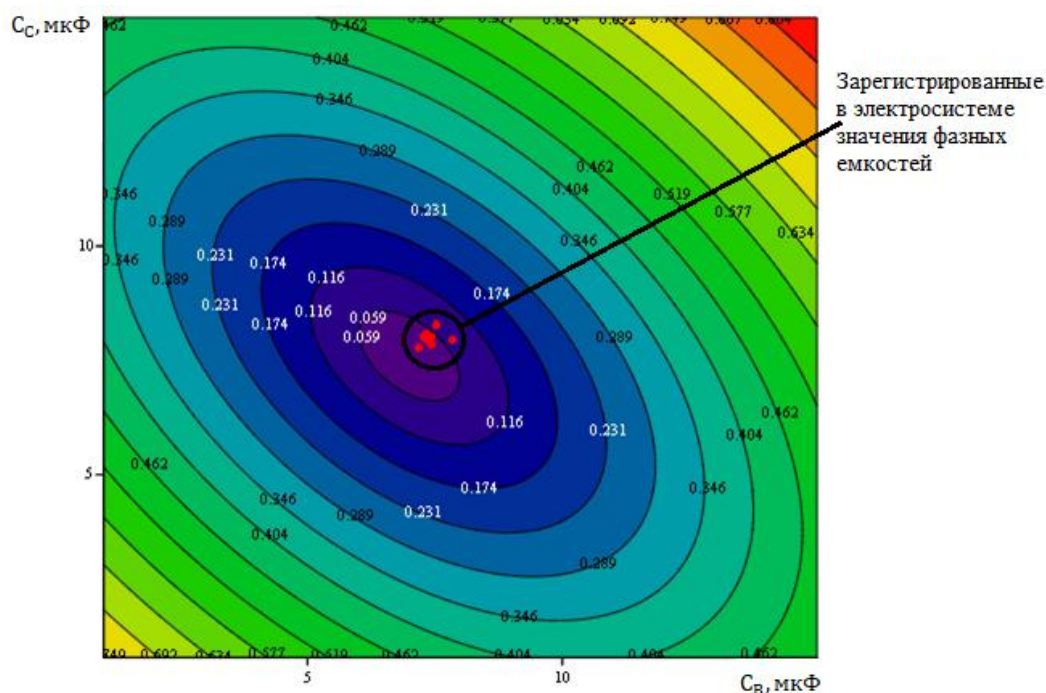


Рис. 5 Уровни тока однофазного замыкания в зависимости от фазных емкостей при пофазной компенсации с использованием ненастраиваемых реакторов

Как видно из рисунка 6 колебания фазных емкостей в процессе эксплуатации системы не приводят к существенному увеличению тока однофазного замыкания.

Заключение

Проведенные исследования пофазной компенсации токов однофазных замыканий позволили выявить следующие закономерности.

1 Активная проводимость изоляции электросети при пофазной компенсации не приводит к увеличению значения минимума тока однофазного замыкания на V-образной характеристике. Происходит лишь его смещение относительно резонансной настройки.

2 При отклонениях параметров реакторов, включенных между фазами и землей, от резонансных настроек в сторону недокомпенсации наблюдается незначительное увеличение тока однофазного замыкания, гораздо меньшее, чем при отклонениях в сторону перекомпенсации.

3 Максимальные отклонения фазных емкостей от резонансных значений, зарегистрированные в действующих судовых электросетях, не приводят к существенному увеличению тока однофазного замыкания при его пофазной компенсации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Лихачев, Ф.А. Замыкания на землю в сетях с изолированной нейтралью и с компенсацией емкостных токов. - М., Энергия, 1971 - 152 с.

2 Беляков, Н.Н. Исследования перенапряжений при дуговых замыканиях на землю в сетях 6-10 кВ с изолированной нейтралью/ Н.Н. Беляков //Электричество. – 1957. - № 5. - С. 31-36.

3 Гавриченко, А.И. Повышение безопасности электрооборудования электрических сетей с изолированной нейтралью при возникновении однофазных замыканий на землю/ А.И. Гавриченко,

В.А. Чернышов, Е.А. Печагин// Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2007. - № 4. Т. 13. - С. 881-886.

4 Правила устройства электроустановок. Все действующие разделы ПУЭ-7, 2019 – Моркинга. – 584 с.

5 Правила классификации и постройки морских судов. Ч. XI. Электрическое оборудование. – Санкт Петербург: Российский морской регистр судоходства, 2016. — 130 с.

6 Храпов, В.Е. Современное состояние рыбопромыслового флота России: проблемы и перспективы/ В.Е. Храпов// Вестник Мурманского государственного технического университета. – 2010. - № 1 (Т. 13) - С. 154-157.

7 Благинин, В. А. Профилактика аварийности отечественного рыбопромыслового флота / В. А. Благинин, И. Е. Кажекин // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 3. – С. 40-47.

8 Благинин, В. А. Результаты длительных натуральных испытаний устройства защитного заземления нейтрали для судовых электросистем / В. А. Благинин, И.Е Кажекин, В.М. Юсуп, А.М. Москалюк, Д.П. Сиренко // Вестник Мурманского государственного технического университета. – 2015. – № 1. – С. 124-129.

9 Кажекин, И. Е. Анализ возможности возникновения феррорезонансных процессов на основной гармонике в низковольтных судовых электросетях / И. Е. Кажекин // Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии: материалы VI международного Балтийского морского форума (3-6 сентября 2018 года). – Калининград: ФГБОУ ВО «КГТУ» . – 2018 – Т. 2. – С.210-218.

10 Кажекин, И.Е. Феррорезонансные процессы при однофазных замыканиях в судовых электроустановках с компенсированной нейтралью / И.Е. Кажекин // Известия КГТУ. – 2019. – №52. – С. 145-154.

11 Благинин, В.А. Дуговые перенапряжения в низковольтных электросистемах с компенсацией тока однофазного замыкания/ В.А. Благинин, И.Е. Кажекин // Труды IX Международной научной конференции «Инновации в науке и образовании-2011». – Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ» . – 2011. – Ч. 1. – С. 424-427.

12 Благинин В.А., Прогнозирование дуговых перенапряжений в судовых электросетях низких и средних классов напряжений/ В.А. Благинин, И.Е. Кажекин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2008. - № 2. - С. 247-250.

13 Вильгейм Р., Уотерс М. Заземление нейтрали в высоковольтных системах.- Москва: Государственное энергетическое издательство, 1959. — 415 с.

14 РД 34.20.179 Типовая инструкция по компенсации емкостного тока замыкания на землю в электрических сетях 6-35 кВ. – 1988. Дата актуализации: 2009.

15 Козлов, В.Н. Дугогасящие реакторы в сетях средних классов напряжений/ В.Н. Козлов, М.И. Петров// Релейная защита и автоматизация. – 2011. - № 1 (2). - С. 36-42.

ABOUT THE POSSIBILITY OF PHASE COMPENSATION OF SINGLE-PHASE FAULT IN SHIP ELECTRICAL SYSTEMS

¹Kazhekin Ilya Evgenievich, PhD in Engineering Sciences, Associate Professor

²Blagin Vladimir Anatolievich, PhD in Engineering Sciences, Director of Autonomous Electric Systems LLC

²Ragozin Sergey Nikolaevich, Chief Engineer, Autonomous Electric Systems LLC

³Yusup Vyacheslav Mikhailovich, Head of the Department of the device and the survivability of the ship

¹Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: kazhekin@mail.ru

²Autonomous Electric Systems LLC,
Kaliningrad, Russia, e-mail: npp-met@rambler.ru

³The branch of the Military Training and Research Center of the Navy "Naval Academy named. N.G. Kuznetsova",
Kaliningrad, Russia, e-mail: v-yu48@yandex.ru

The paper discusses the main problems of phase compensation of single-phase circuit currents caused by the asymmetry of the phase capacitances of the power grid. For the first time, the effect of capacitance deviations from their resonant values using non-tunable reactors that ground the phases of the power grid has been studied, and the effect of the active conduction of phase insulation on the value of a single-phase fault with this method of compensation has been evaluated.

УДК 621.431

МОДЕЛИ И АЛГОРИТМЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО КОСВЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

Ковальчук Леонид Игнатьевич, д-р техн. наук, профессор
Исаева Марина Васильевна, канд. техн. наук, ст. преподаватель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: bgarf1988@inbox.ru

В статье излагается метод расчета и контроля ограничительных характеристик по механической напряженности деталей судовых дизелей по косвенным параметрам. Необходимость определения двух ограничительных характеристик определяется тем, что уровни максимальных напряжений и деформаций в неподвижных деталях определяются максимальным давлением сгорания, а в подвижных деталях – величиной движущей силы

Основные эксплуатационные режимы судовых дизелей соответствуют внешней винтовой и нагрузочной характеристикам. Напряженно - деформированное состояние деталей дизелей с переходом на частичные режимы винтовой и нагрузочной характеристик всегда снижается. Изменение механической напряженности судовых дизелей при работе по винтовой и нагрузочной характеристикам объясняется уменьшением цикловых подач топлива [2,3,5,10].

При работе судовых дизелей по внешней характеристике номинальной мощности, когда положение органа, дозирующего топливо, остается неизменной величина цикловых подач зависит от типа топливной аппаратуры. Для большинства типов топливных насосов, применяемых в судовых дизелях, характерно увеличение цикловой подачи топлива с понижением частоты вращения, при неизменном положении дозирующего органа. По этой причине механическая напряженность дизелей при работе по внешней характеристики номинальной мощности в большинстве случаев возрастает. Это определяет необходимость ограничения области режимов, допустимых для длительной эксплуатации, установлением специальных ограничительных характеристик по механической напряженности [2,3,5,10].

Следует отметить что установленные ограничительные характеристики имеют практическую ценность только в том случае ,если при необходимости дают возможность обслуживающему персоналу осуществлять оперативную оценку уровня механической напряженности в эксплуатационных условиях. Поэтому указанные характеристики должны задаваться в функции таких параметров, измерение которых может быть технически реализовано на работающем двигателе в эксплуатационных условиях .

Известно, что параметром, определяющим механическую напряженность неподвижных деталей двигателя, является максимальное давление сгорания P_z . Параметром, определяющим механическую напряженность подвижных деталей является движущая сила P_Σ . Следовательно, допустимый уровень механической напряженности на неподвижные детали дизеля можно оценить по зависимости $[P_z] \leq [P_{zn}]$, а на подвижные детали по зависимости $[P_\Sigma] \leq [P_{\Sigma n}]$. Ниже излагается метод расчета моде-

лей и их использования для контроля уровней механической напряженности неподвижных и подвижных деталей дизелей в эксплуатационных условиях по косвенным параметрам [10].

Обработка опытных данных ряда четырех – и двухтактных двигателей различного назначения показывает, что относительная величина максимального давления сгорания на режимах нагрузочных характеристик является однозначной функцией относительной величины часового расхода топлива:

$$P_{zo} = f(G_{mo}), \quad (1)$$

где P_{zo} - относительная величина максимального давления сгорания;

G_{mo} - относительная величина часового расхода топлива.

На основании закономерности (1) предлагается нижеследующий алгоритм расчета параметров уравнения ограничительной характеристики по механической напряженности [2,3,5,10]:

1. Если исходная информация о поле режимов, допустимых для длительной работы, задана в виде результатов стендовых испытаний нового двигателя по серии нагрузочных характеристик, то осуществляется переход от абсолютных значений параметров к относительным по нижеследующим соотношениям:

$$P_{zo} = \frac{P_z}{P_{zn}}; G_{mo} = \frac{G_m}{G_{mn}}; n_o = \frac{n}{n_n}, \quad (2)$$

где P_{zo} - относительная величина максимального давления сгорания; P_z - текущее значение максимального давления сгорания; P_{zn} - значение максимального давления сгорания на номинальном режиме работы; G_{mo} - относительная величина часового расхода топлива; G_m - текущее значение часового расхода топлива; G_{mn} - значение часового расхода топлива на номинальном режиме работы; n_o - относительная величина частоты вращения коленчатого вала двигателя; n - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя; n_n - значение частоты вращения коленчатого вала двигателя на номинальном режиме работы.

2. На основе графического представления результатов стендовых испытаний двигателя устанавливается наличие закономерностей типа (1) для каждого скоростного режима.

3. Выбирается явный вид зависимости, которой могут быть аппроксимированы взаимосвязи между параметрами P_{zo} и G_{mo} по каждой нагрузочной характеристике. Достоверность аппроксимации оценивается по величине параметра R^2 .

4. На основе явного вида зависимостей $P_{zo} = f(G_{mo})$ для каждого скоростного режима посредством графического представления устанавливается характер закономерностей изменения параметров аппроксимирующих функций в зависимости от частоты вращения.

5. Производится выбор функций, которыми могут быть аппроксимированы закономерности параметров уравнений типа (1) в зависимости от частоты вращения, т.е. $x_i = f(n_o)$.

6. Подстановкой зависимостей $x_i = f(n_o)$ в уравнение типа (3) заканчивается процесс формирования моделей, описывающих поверхности, соответствующие полю режимов, допустимых для длительной работы двигателя.

Изложенный алгоритм применим для расчета параметров модели позволяющей контролировать механическую напряженность неподвижных деталей по косвенным параметрам. Для этой цели используем стендовые испытания судового дизеля 6ДРН 45/75 по серии нагрузочных характеристик. В данном примере для определения безразмерных значений информативных параметров приняты следующие нормирующие множители: $n_n = 230 \text{ мин}^{-1}$, $P_{zn} = 8,5 \text{ МПа}$, $G_{mn} = 592,8 \text{ кг/ч}$. На рис. 1 приведены стендовые испытания двигателя по серии нагрузочных характеристик [10].

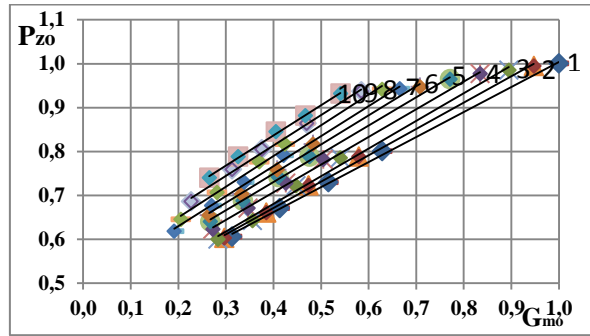


Рис. 1 Зависимость $P_{zo} = f(G_{mo})$ по всему массиву исходных данных при: 1- $n_o = 1,0$; 2 - $n_o = 0,9565$; 3- $n_o = 0,9130$; 4- $n_o = 0,8696$; 5- $n_o = 0,8261$; 6- $n_o = 0,7826$; 7- $n_o = 0,7391$; 8- $n_o = 0,6957$; 9- $n_o = 0,6522$; 10- $n_o = 0,6087$.

В данном случае характер зависимостей $P_{zo} = f(G_{mo})$ можно безошибочно определить непосредственно по рис. 1 – каждая из них может быть аппроксимирована линейной функцией, т. е. взаимосвязь между параметрами P_{zo} и G_{mo} по характеристикам $n = const$ задана в виде [2,3,5,10]:

$$P_{zo} = x_1(n_o) \cdot G_{mo} + x_2(n_o), \quad (3)$$

где $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$ – искомые функции частоты вращения двигателя.

Для определения функций $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$ используем систему уравнений, аппроксимирующих нагрузочные характеристики. В данном случае эта система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} 1. P_{zo} &= 0,5706 \cdot G_{mo} + 0,4336, & n_o &= 1,0; \\ 2. P_{zo} &= 0,5989 \cdot G_{mo} + 0,4321, & n_o &= 0,9565; \\ 3. P_{zo} &= 0,6306 \cdot G_{mo} + 0,4286, & n_o &= 0,9130; \\ 4. P_{zo} &= 0,6292 \cdot G_{mo} + 0,4555, & n_o &= 0,8696; \\ 5. P_{zo} &= 0,6422 \cdot G_{mo} + 0,4740, & n_o &= 0,8261; \\ 6. P_{zo} &= 0,6625 \cdot G_{mo} + 0,4845, & n_o &= 0,7826; \\ 7. P_{zo} &= 0,6829 \cdot G_{mo} + 0,4937, & n_o &= 0,7391; \\ 8. P_{zo} &= 0,6987 \cdot G_{mo} + 0,5102, & n_o &= 0,6957; \\ 9. P_{zo} &= 0,6911 \cdot G_{mo} + 0,5376, & n_o &= 0,6522; \\ 10. P_{zo} &= 0,6878 \cdot G_{mo} + 0,5615, & n_o &= 0,6087. \end{aligned} \quad (4)$$

Система уравнений (4) позволяет выявить закономерности изменения решений при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой, т. е. зависимости $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$, которые приведены на рис. 2.

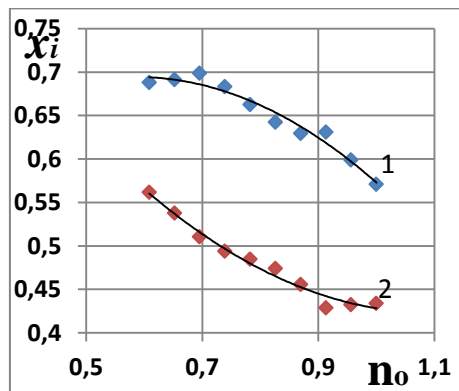


Рис. 2 Зависимость $x_i = f(n_o)$ по всему массиву исходных данных

Видно, что это нелинейные зависимости, поэтому они аппроксимированы полиномами второго порядка:

$$\begin{aligned} 1. x_1 &= -0,7093 \cdot n_o^2 + 0,8314 \cdot n_o + 0,4507; \\ 2. x_2 &= 0,5803 \cdot n_o^2 - 1,2712 \cdot n_o + 1,1192. \end{aligned} \quad (5)$$

Подстановкой (5) в (3) получено уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимостей $P_{zo} = f(G_{mo})$ при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой [2,3,5,10]:

$$P_{zo} = (-0,7093 \cdot n_o^2 + 0,8314 \cdot n_o + 0,4507) \cdot G_{mo} + (0,5803 \cdot n_o^2 - 1,2712 \cdot n_o + 1,1192) \quad (6)$$

По описанному алгоритму определена модель для контроля предельно допустимых нагрузок в подвижных деталях двигателя. Амплитудные значения движущей силы определялись по уравнению:

$$P_{\Sigma} = P_z - P_j = P_z - m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (7)$$

где m_s - масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение ($m_s = 1035 \text{ кг/м}^2$);
 R - радиус кривошипа ($R = 0,375 \text{ м}$);
 ω - угловая скорость.

Относительная величина амплитудных значений движущей силы на режимах нагрузочных характеристик является однозначной функцией относительной величины часового расхода топлива:

$$P_{\Sigma} = f(G_{mo}). \quad (8)$$

На Рис. 3 приведены закономерности изменения зависимостей $P_{\Sigma} = f(G_{mo})$ по серии нагрузочных характеристик. Видно, что это линейные зависимости поэтому каждая из них аппроксимирована полиномом первого порядка вида (3), а все нагрузочные характеристики системой полиномов (9).

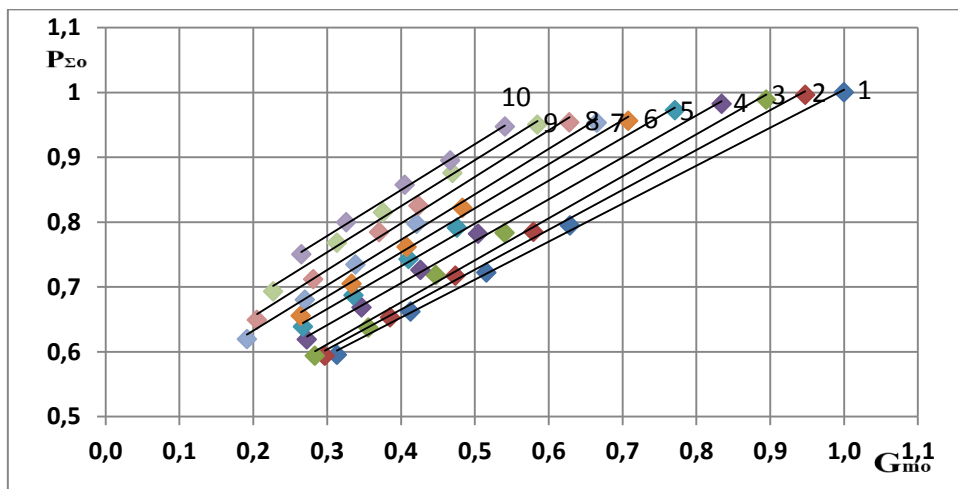


Рис. 3 Зависимость $P_{\Sigma o} = f(G_{mo})$ по всему массиву исходных данных: 1- $n_o = 1,0$; 2- $n_o = 0,9565$; 3- $n_o = 0,9130$; 4- $n_o = 0,8696$; 5- $n_o = 0,8261$; 6- $n_o = 0,7826$; 7- $n_o = 0,7391$; 8- $n_o = 0,6957$; 9- $n_o = 0,6522$; 10- $n_o = 0,6087$.

$$\begin{aligned}
1. P_{\Sigma o} &= 0,5861 \cdot G_{mo} + 0,4182, & n_o &= 1,0; \\
2. P_{\Sigma o} &= 0,6152 \cdot G_{mo} + 0,4190, & n_o &= 0,9565; \\
3. P_{\Sigma o} &= 0,6477 \cdot G_{mo} + 0,4175, & n_o &= 0,9130; \\
4. P_{\Sigma o} &= 0,6463 \cdot G_{mo} + 0,4474, & n_o &= 0,8696; \\
5. P_{\Sigma o} &= 0,6596 \cdot G_{mo} + 0,4683, & n_o &= 0,8261; \\
6. P_{\Sigma o} &= 0,6805 \cdot G_{mo} + 0,4810, & n_o &= 0,7826; \\
7. P_{\Sigma o} &= 0,7015 \cdot G_{mo} + 0,4922, & n_o &= 0,7391; \\
8. P_{\Sigma o} &= 0,7177 \cdot G_{mo} + 0,5109, & n_o &= 0,6957; \\
9. P_{\Sigma o} &= 0,7099 \cdot G_{mo} + 0,5407, & n_o &= 0,6522; \\
10. P_{\Sigma o} &= 0,7065 \cdot G_{mo} + 0,5667, & n_o &= 0,6087.
\end{aligned} \tag{9}$$

Система уравнений (9) позволяет выявить закономерности изменения решений при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой, т. е. зависимости $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$, которые приведены на рис. 4.

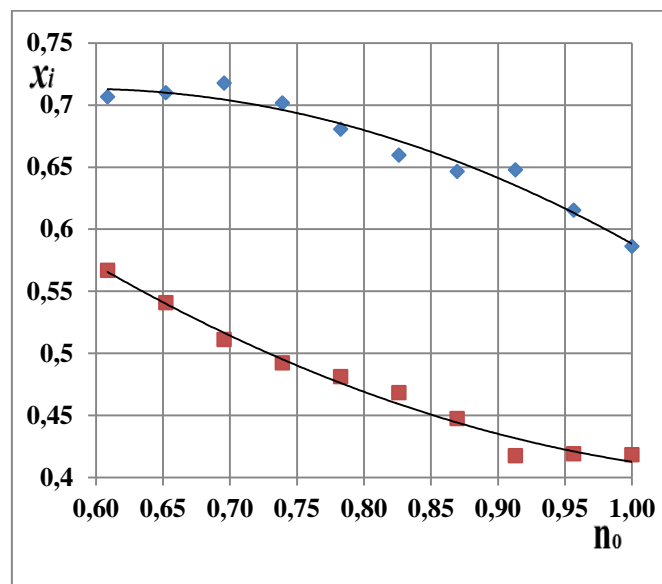


Рис. 4 Зависимость $x_i = f(n_o)$ по всему массиву исходных данных

Видно, что это нелинейные зависимости, поэтому они аппроксимированы полиномами второго порядка:

$$\begin{aligned}
1. x_1 &= -0,7282 \cdot n_o^2 + 0,8532 \cdot n_o + 0,4633; \\
2. x_2 &= 0,5699 \cdot n_o^2 - 1,3074 \cdot n_o + 1,1502.
\end{aligned} \tag{10}$$

Подстановкой (10) в (3) получено уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимостей $P_{\Sigma o} = f(G_{mo})$ при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой:

$$P_{\Sigma o} = (-0,7282 \cdot n_o^2 + 0,8532 \cdot n_o + 0,4633) \cdot G_{mo} + (0,5699 \cdot n_o^2 - 1,3074 \cdot n_o + 1,1502) \tag{11}$$

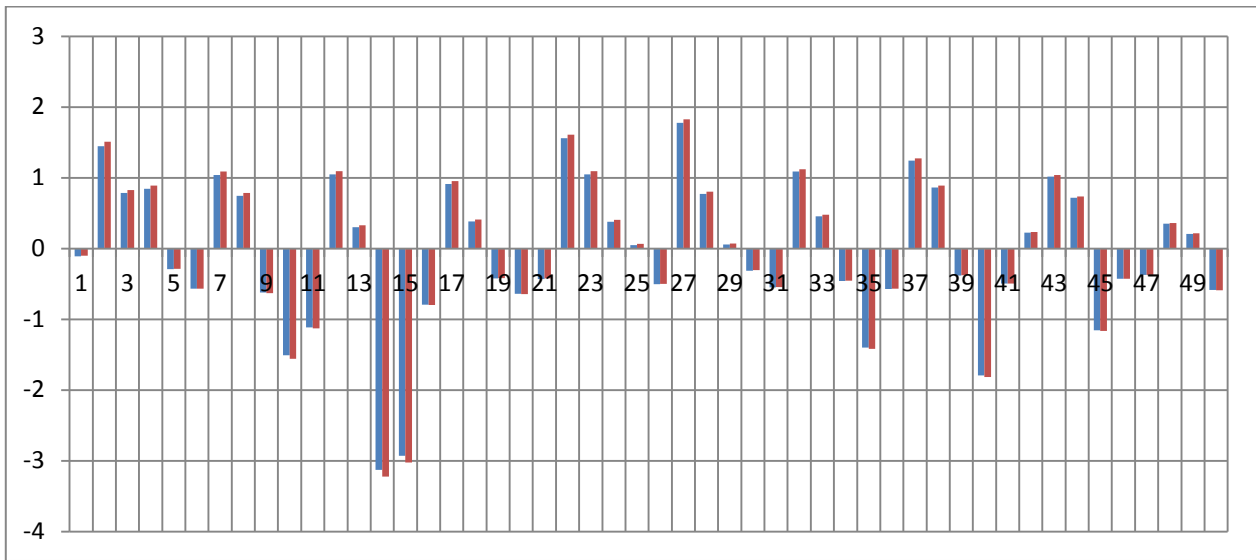


Рис. 5 Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (6) и (11)

Уравнения (6) и (11) воспроизводят множество опытных данных с погрешностью не превышающей +/-3%. Гистограмма распределения погрешностей на Рис. 5. Они могут быть использованы для оценки уровня механической напряженности неподвижных и подвижных деталей двигателя при его работе по внешней характеристике номинальной мощности.

Полагая в (6) и (11) $P_{zo} = 1$ и $P_{\Sigma o} = 1$, получим уравнения ограничительных характеристик для контроля предельных механических нагрузок в неподвижных деталях двигателя в виде:

$$[G_{mo}] = \frac{1 - (0,5803 \cdot n_o^2 - 1,2712 \cdot n_o + 1,1192)}{(-0,7093 \cdot n_o^2 + 0,8314 \cdot n_o + 0,4507)}, \quad (12)$$

и в подвижных деталях в виде:

$$[G_{mo}] = \frac{1 - (0,5699 \cdot n_o^2 - 1,3074 \cdot n_o + 1,1502)}{(-0,7282 \cdot n_o^2 + 0,8532 \cdot n_o + 0,4633)}. \quad (13)$$

При практическом использовании уравнений (12)-(13) следует учитывать, что условием отсутствия нагрузки по механической напряженности подвижных и неподвижных деталей является выполнение неравенства:

$$G_{mo} \leq [G_{mo}]. \quad (14)$$

где G_{mo} - замеренная величина часового расхода топлива,

$[G_{mo}]$ - предельно допустимая относительная величина часового расхода топлива рассчитанная по уравнениям (6) и (11) замеренная на том же частотном режиме.

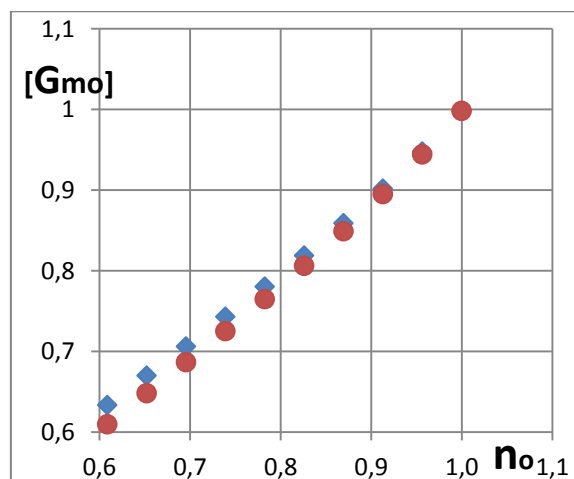


Рис. 6 Ограничительные характеристики двигателя 6ДРН45/75

На рис. 6 приведены ограничительные характеристики двигателя 6ДРН45/75 для контроля предельных механических нагрузок на подвижных и неподвижных деталях двигателя. Видно, что для данного двигателя, ограничительная характеристика для контроля предельных механических нагрузок на подвижные детали незначительно отличается, но является более жесткой, чем для неподвижных деталей. Поэтому эту характеристику можно использовать для контроля предельных нагрузок и на неподвижные детали.

Выводы

1 В данной статье ограничительные характеристики сформированы на основе усредненных данных по всему двигателю. Достоверность контроля предельных механических нагрузок на неподвижные и подвижные детали двигателя может быть повышена посредством формирования ограничительных характеристик по цилиндрам.

2 В качестве входного параметра использован часовой расход топлива. Для этой цели могут применяться и другие параметры (например цикловая подача топлива $g_{ц}$), если имеются технические средства позволяющие контролировать $g_{ц}$ в эксплуатационных условиях.

3 Изложенный метод формирования моделей и алгоритмы их практического использования для контроля механической напряженности судовых дизелей по косвенным параметрам могут быть использованы в автоматизированных системах управления судовыми дизелями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Карпов Л. Н., Лютов И. А., Гаврилов В. С. Двигатели с турбонаддувом. – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.

2 Ковальчук Л. И., Исаева М. В. Экспериментально- теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах судовых дизелей // Двигателестроение. – 2015. – № 4. – С. 30–33.

3 Ковальчук Л. И., Исаева М. В. Оценка влияния погрешностей исходных данных на параметры инвариантных диагностических эталонов // Известия КГТУ. – 2016. – № 42. – С. 195–205.

4 Техническое использование и диагностика судовых дизелей : тексты лекций. – Москва : ЦРИА "Морфлот", 1982 (вып. дан. 1983). – 79 с.

5 Kovalchuk L. I., Isaeva M. V. Principles of creating invariant standards for the functional diagnosis of marine diesel engine // 18-th Annual General Assembly on the International Association of Maritime Universities. Global perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport. – Volume 1. – Varna: Nikola Vaptsarov Naval Academy, 2017. – P. 541–550.

6 Семенов, В. С. Теплонапряженность и долговечность цилиндрической группы судового дизеля / В. С. Семенов. – М. : Транспорт, 1977. – 182 с.

7 Иванов, Л. А. Теплонапряженность и эксплуатационная надежность цилиндропоршневой группы судового дизеля / Л. А. Иванов. – Мурманск: Мурманское книжн. изд-во, 1974. – 208 с.

8 Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справ.пособие / Костин, А.К., Ларионов, В.В., Михайлов, Л.И. - Л.: Машиностроение, 1979. - 222с.

9 Фадеев, Д. К. Вычислительные методы линейной алгебры / Д. К. Фадеев, В. Н. Фадеева. 4-е изд. Стер. – СПб.: Лань, 2009. - 736 с.

10 Ковальчук, Л. И. Метод расчета и контроля ограничительной по механической напряженности характеристики дизельных двигателей / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Известия КГТУ. – 2014. – № 35. – С. 183–190.

MODELS AND ALGORITHMS TO CONTROL THE MECHANICAL TENSION OF MARINE DIESEL ENGINES BASED ON INDIRECT PARAMETERS

Kovalchuk Leonid Ignatievich, Dr. hab., Professor

Isaeva Marina Vasilievna, candidate of technical Sciences, senior lecturer

The paper describes the method of calculation and control of the restraining characteristics of the mechanical tension of parts of marine diesel engines by indirect parameters. The need to determine the two restraining characteristics is determined by the fact that the levels of maximum stresses and strains in fixed parts are determined by the maximum combustion pressure and in moving parts –by the magnitude of the driving force.

УДК 621.565

СОВМЕЩЕНИЕ ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ПРИ ВНУТРИТРУБНОМ КИПЕНИИ ХЛАДАГЕНТА В СУДОВЫХ ИСПАРИТЕЛЯХ

Кошелев Сергей Валерьевич, заведующий ЛИЦХС
Сластихин Юрий Николаевич, канд. техн. наук, заведующий кафедрой

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: xtkk@bga.gazinter.net

Рассматривается алгоритм и компьютерная программа с совмещенным тепловым и гидравлическим расчетом испарителей с кипением хладагента внутри труб. Обосновывается важность гидравлического расчета, отсутствие которого может привести к снижению производительности компрессора. Приводятся полученные степенные зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи и падения давления для семи хладагентов. Излагается способ определения оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров змеевиковых испарителей

Монреальский протокол 1987 года и другие международные соглашения по охране окружающей среды предопределили переход на новые хладагенты. Методики расчета, представленные в отечественной литературе, распространяются лишь на несколько традиционных хладагентов. Их нельзя использовать при переходе на новые хладагенты, что затрудняет проектирование, подбор и анализ эксплуатации испарителей с внутритрубным кипением хладагента. В связи с этим возникла необходимость в разработке современных методов теплового и гидромеханического расчёта испарителей, которые базируются на обобщенных методиках определения локальных КТО и падений давления, учитывающих теплофизические и термодинамические свойства хладагента. На судах наибольшее распространение получили испарители с кипением хладагента внутри труб, а именно змеевиковые и кожухотрубные испарители. Первые, преимущественно, служат для охлаждения воздуха, а вторые для охлаждения жидких сред.

Различают конструктивный и поверочный тепловой расчет аппаратов. Задачей конструктивного расчета, который выполняется при проектировании аппарата, является определение поверхности теплообмена, необходимой для передачи заданного количества тепла при заданных температурах сред. При поверочном расчете определяют конечные температуры сред и тепловую производительность для определенного аппарата, конструкция и поверхность которого известны. Поверочный расчет обычно производится для выяснения тепловых показателей аппарата при режимах работы, отличных от расчетного [1].

Гидромеханический расчет ставит целью определение гидравлических сопротивлений и мощностей, необходимых на перекачку обеих сред в аппарате. При этом принятые скорости движения сред должны быть увязаны с допустимыми сопротивлениями. При выполнении конструк-

тивного теплового расчета должны быть известны или выбраны: предполагаемый тип аппарата, материалы для основных узлов, некоторые геометрические размеры (например, диаметр труб d_T), тепловая производительность аппарата, участвующие в теплообмене среды и температуры входа и выхода их из аппарата. Некоторые данные принимаются на основании предварительного ориентировочного расчета, основанного на величинах удельных тепловых потоков, скоростей сред, гидравлических сопротивлений и других сведениях, полученных при исследованиях или испытаниях аппаратов рассматриваемого типа. К таким данным относятся: конструктивная схема аппарата, схема движения сред, примерные величины сечений для их прохода и т.д. После предварительного, ориентировочного установления необходимых для расчета сведений осуществляется тепловой и гидравлический расчет аппарата [1].

Тепловой расчет целесообразно выполнять в следующем порядке: 1) составляется тепловой баланс аппарата; 2) определяется средняя разность температур между средами в аппарате $\theta, ^\circ\text{C}$; 3) определяются коэффициенты теплоотдачи теплой и холодной сред α_T и α_X , $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$; 4) определяется коэффициент теплопередачи аппарата k , $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$ и удельный теплосъем q_F , $\text{Вт}/\text{м}^2$; 5) находится поверхность теплообмена F , м^2 ; 6) выбирается коэффициент запаса к найденной величине F и уточняются принятые значения скоростей и проходных сечений; 7) определяются и сопоставляются с допустимыми гидравлические сопротивления обеих сред; 8) находятся мощности, необходимые для создания принятых скоростей движения, подбираются насосы и вентиляторы, обеспечивающие необходимые мощности и потери напора.

Если испарители проектируемого типа выпускаются серийно, то после определения поверхности следует подобрать подходящую марку аппарата из имеющейся базы данных. Затем по известной компоновке аппарата и расходам сред найти их действительные скорости и сопоставить с принятыми в расчете. В случае больших расхождений необходимо пересчитать поверхность аппарата. После уточнений поверхности теплообмена F и скоростей можно выполнять гидромеханический расчет.

При поверочном расчете должны быть известны: поверхность аппарата и основные размеры (диаметр труб d_T , их число n_T , расположение и др.), расходы рабочих сред и их температура на входе в аппарат. Поверочный расчет выполняется в следующем порядке: 1) определяются коэффициенты теплоотдачи сред; 2) определяется коэффициент теплопередачи аппарата и водяные эквиваленты сред; 3) находятся величины изменений температур $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_X$ и конечных температур α_{T2} и α_{X2} теплой и холодной сред в аппарате; 4) определяется тепловая производительность аппарата [1].

Тепловой и гидравлический расчет зачастую проводят отдельно, а нередко гидравлические сопротивления (падение давления) не определяют, что может приводить к снижению производительности компрессора и росту удельного энергопотребления. В испарителях с внутритрубным кипением хладагента происходит понижение давления по ходу движения двухфазного потока. Существующие рекомендации допускают понижение температуры насыщения Δt_s до 5°C , [1]. Эти рекомендации не увязаны с видом хладагента и расчетной температурой его кипения t_0 . В отечественной литературе приводятся лишь приближенные методики расчета падения давления в испарителях [2;3]. Они не распространяются на новые хладагенты. Между тем компьютерные программы определения холодопроизводительности современных компрессоров способны учитывать понижение давления или температуры насыщения всасываемого хладагента.

Выполненные расчеты показывают, что наряду с относительной длиной труб $a = l/d_T$ и плотностью теплового потока q на понижение температуры насыщения Δt_s существенно влияют вид хладагента и температура кипения t_0 . При прочих равных условиях переход с $t_0 = -10^\circ\text{C}$ к $t_0 = -40^\circ\text{C}$ может привести к увеличению понижения температуры Δt_s в 7.7 раз для R22, в 6.6 раз для R404A и в 5 раз для R410A. Относительная холодопроизводительность компрессоров, обусловленная понижением температуры насыщения на 1°C при таком переходе уменьшается в 1.3...1.5 раза. В случае допустимого понижения температуры $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ относительная производительность рассмотренных компрессоров в диапазоне температур $t_0 = -35^\circ \dots -40^\circ\text{C}$ уменьшается на 19.6...30.5% [4].

При проектировании и анализе работы змеевиковых испарителей необходимо проводить расчет коэффициента теплоотдачи (КТО) и падения давления хладагента и корректировать конструктивные или режимные параметры во избежание значительного уменьшения производительности

компрессора. В связи с этим, была поставлена задача создания алгоритма совместного расчета интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов в горизонтальных трубах и плоских змеевиках и учитывающего особенности турбулентного, переходного и ламинарного режимов течения двухфазного потока.

Исследование гидродинамики и теплообмена внутритрубного кипения проводят рядом методов. Большинство из них в механизме теплоотдачи учитывает составляющие пузырькового кипения $\alpha_{\text{п}}$ и вынужденного конвективного теплообмена $\alpha_{\text{в}}$. Теоретические методы остаются сложными, трудоемкими и пока не обеспечивают требуемой точности. Эмпирические методы, которые базируются на экспериментальных данных и направлены на получение простых и удобных формул, охватывают лишь узкую область условий кипения той или иной жидкости. Расчётно-экспериментальные методы опираются на некоторую модель кипения, направлены на определение локальных КТО или градиентов давления, учитывают больше влияющих факторов и базируются на конкретных массивах экспериментальных данных по кипению разных жидкостей. Поэтому использовался ряд отобранных современных обобщенных методик с разным подходом к расчету локальных КТО. На основании проведенного анализа были выбраны методики под авторством Shah M.M. (1982г.) [5], Gungor K.E., Winterton R.H.S. (1986г.) [6] и (1987г.) [7], Kandlikar S.G. (1990г.) [8], Liu Z., Winterton R.H.S. (1991г.) [9].

Для краткости приведем лишь итоговые уравнения по каждой методике и функциональную зависимость поправочных множителей от безразмерных параметров и сочетания размерных величин, используя общепринятые обозначения. Подробнее методики расчета КТО и падения давления рассмотрены в статье [10].

1 Методика Shah:

$$\alpha_{\text{тр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot F_0, \quad (1)$$

$$\alpha_{\text{в}} = 0,023 \cdot \text{Re}_y^{0,8} \text{Pr}'^{0,4} \cdot \lambda' / d_{\text{т}}, \text{ (Dittus- Boelter)} \quad (2)$$

$$F_0 = f(\text{Fr}, \text{Co}, \text{Bo}, x);$$

Безразмерные параметры:

$$\text{Fr} = (w\rho)^2 / (\rho'^2 \cdot g \cdot d_{\text{т}}) \text{ (число Фруда)}; \quad (3)$$

$$\text{Co} = [(1-x)/x]^{0,8} \cdot (\rho''/\rho')^{0,5} \cdot K_{\text{FR}}, \text{ (convection)}; \quad (4)$$

$$\text{Bo} = q / [(w\rho)(i'' - i')] \text{ (boiling)}. \quad (5)$$

2 Методика Gungor, Winterton:

$$\alpha_{\text{тр}} = \alpha_{\text{вж}} E \cdot E2 + \alpha_{\text{п}} S \cdot S2; \quad (6)$$

$$\alpha_{\text{п}} = 55 \cdot q^{0,67} (P_0/P_{\text{кр}})^{0,12} [-\lg(P_0/P_{\text{кр}})]^{-0,55} \cdot M(\text{Cooper}); \quad (7)$$

$$E = f(\text{Bo}, \chi_{\text{тт}}); S = f(E, \text{Re}_{\text{ж}}); E2 = f(\text{Fr}); S2 = f(\text{Fr});$$

$$\chi_{\text{тт}} = [1/(1-x)]^{0,9} \cdot (\rho'/\rho'')^{0,5} \cdot (\mu''/\mu')^{0,1} \text{ (Martinelli)}. \quad (8)$$

3 Методика Gungor, Winterton:

$$\alpha_{\text{тр}} = E_{\text{п}} \cdot \alpha_{\text{в}}; \quad (9)$$

$$E_{\text{п}} = f(\text{Bo}, S2, E2, x, \rho', \rho'');$$

4 Методика Kandlikar:

$$\alpha_{\text{тр}} = [C1(\text{Co})^{C2}(25\text{Fr})^{C5} + C3(\text{Bo})^{C4}F_{\text{пл}}] \alpha_{\text{вж}}; \quad (10)$$

$$C1 \dots C5 = f(\text{Co}, \text{Fr}); F_{\text{пл}} = f(\text{вид хладагента});$$

5 Методика Liu, Winterton:

$$\alpha_{\text{тр}} = [(E1 \cdot E2 \cdot \alpha_{\text{в}})^2 + (S1 \cdot S2 \cdot \alpha_{\text{п}})^2]^{0,5}; \quad (11)$$

$$E1 = f(\text{Pr}, x, \rho', \rho''); S1 = f(E1, \text{Re}_y).$$

Условные переходы зависят от значения чисел Re , Fr , Co , Bo .

Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов с внутритрубным кипением хладагента предполагает определение падения его давления, на которое больше всего влияют трение и местные сопротивления. При установившемся движении насыщенного хладагента в трубах с подводом теплоты падение давления ΔP имеет четыре составляющие, которые обусловлены трением на стенке $\Delta P_{\text{т}}$, местными сопротивлениями $\Delta P_{\text{м}}$, ускорением потока $\Delta P_{\text{у}}$ и массовыми силами (нивелирным напором) $\Delta P_{\text{н}}$, то есть: $\Delta P = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{у}} + \Delta P_{\text{н}}$.

Методики расчета падения давления основаны на гомогенной модели, либо модели раздельного движения двухфазного потока. Гомогенную модель [11] движения среды в качестве первого приближения используют многие исследователи. Раздельный подход к потерям давления жидкой и паровой фаз впервые применили Локкарт и Мартинелли в 1949г. Такой подход к потерям давления жидкой и паровой фаз применяется в методиках Gronnerud R. (1972г.) [12]; Friedel L. (1979г.) [13]; Muller-Steinhagen H., Heck K. (1986г.) [14]. Коротко приведем функциональные зависимости.

1 Гомогенная модель:

$$(dp/dz)_Г = \xi(\rho w)^2 [1 + x(\rho' - \rho'')/\rho''] / (2\rho' d_T); \quad (12)$$

$$\xi = \xi' - x(\xi' - \xi''); \xi' \text{ и } \xi'' = f(\text{Re}'; \text{Re}'').$$

2 Методика Gronnerud:

$$(dp/dz)_{Fr} = (dp/dz)_{ж} \cdot \Phi_{Гд}; \quad (13)$$

$$\Phi_{Гд} = f(\text{Fr}, x).$$

3 Методика Friedel:

$$(dp/dz)_{tr} = (dp/dz)_{ж} \cdot \Phi_{Ф}^2; \quad (14)$$

$$\Phi_{Ф}^2 = f(\text{Fr}, \text{We}, x, \rho', \rho'', \mu', \mu'', \sigma),$$

$$\text{We}_c = (w\rho)^2 \cdot d_T / (\sigma \cdot \rho_r). \text{ (число Вебера)}$$

4 Методика Muller - Steinhagen, Heck:

$$(dp/dz)_{tr} = \{ (dp/dz)_{ж} + 2[(dp/dz)_{п} - (dp/dz)_{ж}] \cdot x \} \cdot (1 - x)^{1/3} \cdot (dp/dz)_{п} \cdot x^3 \quad (15)$$

Градиенты давления при движении только жидкости или пара:

$$(dp/dz)_{ж} = \xi_{ж}(w\rho)^2 / (2d_T \rho'); \quad (dp/dz)_{п} = \xi_{п}(w\rho)^2 / (2d_T \rho'').$$

Коэффициент трения для жидкости $\xi_{ж}$, пара $\xi_{п}$ и их смеси ξ зависят от чисел Рейнольдса Re . Они определяются по разным формулам при турбулентном и ламинарном режимах течения соответствующей среды.

Основу алгоритма составили упомянутые обобщенные методики расчета локальных КТО и градиентов давления в горизонтальных трубах. При подготовке методик обобщение экспериментальных данных осуществлялось с использованием показателей свойств хладагентов. Количество используемых показателей и их сочетания в разных методиках неодинаковы. Алгоритм предполагает определение искомым величин для змеевиков с числом труб от 2 до 20 с использованием 18 показателей термодинамических и теплофизических свойств хладагентов. К исходным данным наряду с видом хладагента отнесены: температура кипения t_0 , массовые паросодержания в начале x_n и на выходе x_b зоны кипения, внутренний диаметр труб d_T , их число n_T в змеевике, отношение радиуса калача R_k к диаметру трубы $z = R_k/d_T$, массовая скорость хладагента $w\rho$ и плотность теплового потока q или длина трубы l_T и тепловая нагрузка Q . Для показателей свойств хладагентов по справочным данным сформирована электронная таблица, из которой удобно извлекать численные их значения, зависящие от вида хладагента и температуры насыщения t_s , изменяющейся в диапазоне от -50°C до $+35^\circ\text{C}$ с шагом $0,05^\circ\text{C}$.

В алгоритм расчета заложены условные переходы, учитывающие изменение режима течения в зависимости от чисел Рейнольдса, а также расслоение двухфазного потока в зависимости от числа Фруда. Средний по каждой методике КТО находится путем деления суммы локальных его значений на число участков. Предусмотрено также осреднение КТО по пяти методикам. Полное падение давления в змеевике получается в виде произведения среднего градиента на длину зоны кипения, к которому добавляются потери, обусловленные ускорением потока и нивелирным напором, а также сумма падений давления во всех калачах.

Основными результатами расчета являются значения найденных по разным методикам локальных КТО и градиентов давления, которые зависят от текущего паросодержания x , изменяющегося от x_n до x_b по выделенным участкам n_y , число которых составляет около 100. Результатом расчёта являются многие переменные, включая средний коэффициент теплоотдачи a_a , полное падение давления ΔP_p , падение температуры насыщения Δt_s , q и $w\rho$. Одновременно определяются падения давления на соответствующих калачах, а также потери давления, обусловленные ускорением двухфазного потока и нивелирным напором, вызванные гравитационными силами.

Необходимость программирования была обусловлена трудоемкостью пошаговых расчетов, большим количеством зависимых переменных и наличием ряда условных переходов. Корректи-

ровка используемых методик позволила распространить их на ламинарный и переходный режимы течения хладагента. Предложенный алгоритм направлен на совместный расчёт локальных и средних КТО по пяти методикам, а также локальных градиентов и полного падения давления по четырём методикам на основе общих исходных данных и единого массива с показателями свойств десяти хладагентов. Локальные значения вычисляются по коротким участкам, длина которых зависит от сочетания исходных данных. Таким образом, сначала была составлена программа, включающая в себя алгоритм для совместного расчета КТО и падения давления при кипении хладагента в горизонтальной трубе [15], а затем и при кипении хладагента в плоских змеевиках с переменным числом труб [16], которая и стала использоваться во всех дальнейших расчетах.

После разработки компьютерной программы [16] появилась возможность проследить изменение основных параметров по ходу движения выбранного хладагента при его кипении в змеевиках с разным числом горизонтальных труб и калачей. Алгоритм, реализованный в программе, также позволяет находить оптимальные сочетания конструктивных и режимных параметров испарителя. В качестве критерия оптимальности выбрана разность температур $t_T - t_{02}$, где t_T - температура внутренней части стенки трубы, а t_{02} - температура кипения на выходе из испарительного участка [17]. Когда найдены значения теплового потока q , понижения температуры насыщения Δt_s и среднего коэффициента теплоотдачи α_{cp} , указанную разность можно находить из соотношения:

$$t_T - t_{02} = q/\alpha_{cp} + y \cdot \Delta t_s . \quad (16)$$

Расчеты показывают, что при характерных для холодильной техники плотностях теплового потока q изменение температуры насыщения Δt_s близко к линейному. Поэтому целесообразно принимать множитель $y = 0,5$.

Взаимосвязь между основными параметрами внутритрубного кипения хладагента вытекает из уравнения теплового баланса. Для круглых труб:

$$q \cdot \pi \cdot d_T l_k = w\rho \cdot \pi \cdot d_T^2 \cdot r \cdot \Delta x/4. \quad (17)$$

Его можно записать в двух формах: $l_k = w\rho \cdot d_T \cdot r \cdot \Delta x/(4q)$ и $w\rho = 4l_k \cdot q/(d_T \cdot r \cdot \Delta x)$. Очевидно, что длина зоны кипения $l_k = l_T \cdot n_T$ увеличивается с ростом массовой скорости $w\rho$ и уменьшается с ростом теплового потока q . В свою очередь, массовая скорость $w\rho$ пропорциональна произведению $l_k \cdot q$ и обратно пропорциональна произведению внутреннего диаметра d_T и разности энтальпий $i_b - i_n = r \cdot \Delta x$.

После проверки достоверности результатов расчета локальных КТО и градиентов давления по обобщенным методикам, их корректировки и окончательного отбора методик, были выполнены многовариантные расчеты по программе [16]. Расчеты охватывали широкий диапазон исходных данных: температуры кипения $t_0 = -45 \dots 19,7^\circ\text{C}$; начальные паросодержания $x_n = 0,01 \dots 0,93$; паросодержания на выходе из испарительного участка $x_b = 0,2 \dots 0,99$; диаметры труб $d_T = 0,04 \dots 0,095$ м; количество труб $n_T = 2 \dots 20$; массовые скорости $w\rho = 36 \dots 790$ кг/м²с; плотности теплового потока $q = 300 \dots 34900$ Вт/м² и включали от 633 до 1146 сочетаний конструктивных и режимных параметров при кипении каждого из семи хладагентов. Для снижения трудоемкости расчетов, обусловленной необходимостью ввода многочисленных сочетаний варьируемых переменных и накопления результатов каждого варианта расчета, была подготовлена специальная подпрограмма, разработанная в языке программирования Microsoft Visual Basic. Она после ввода заранее подготовленного массива с приемлемыми сочетаниями исходных данных автоматически обеспечила поочередный расчет всех искомых величин, включая α_{cp} и ΔP_n , и занесение их в электронную таблицу, одна часть которой содержит исходные данные, а другая - результаты расчета.

К варьируемым переменным для змеевикового испарителя наряду с видом хладагента отнесены: внутренний диаметр d_T , длина труб l_T и число n_T труб в змеевике, температура кипения t_0 , массовая скорость $w\rho$, паросодержание хладагента в начале x_n и на выходе x_b из зоны кипения, плотность теплового потока q и тепловая нагрузка Q . Принято, что радиус калачей $R_k = 2d_T$, а угол их наклона $\theta = 0^\circ$ при нижней подаче хладагента. Чтобы исключить заведомо неприемлемые сочетания исходных данных, для дальнейшей обработки оставлены лишь сочетания параметров, в которых понижение температуры насыщения Δt_s и/или разность между средней температурой

внутренней стенки труб t_T и температурой насыщения t_{02} на выходе из зоны кипения $t_T - t_{02}$ не превышала 5К.

Для получения зависимости среднего КТО $\alpha_{ср}$ и падения давления $\Delta P_{п}$ от варьируемых переменных использована классическая линейная модель множественной регрессии (КЛММР). Были опробованы уравнения регрессии трех видов: линейное, степенное и экспоненциальное. Наилучшее совпадение с результатами точного расчета по компьютерной программе обеспечивают уравнения в виде степенных зависимостей:

$$\alpha_{ср,y} = 10^{a_0} \cdot (wr)^{a_1} \cdot q^{a_2} \cdot x_H^{a_3} \cdot (x_B - x_H)^{a_4} \cdot n_T^{a_5} \cdot d_T^{a_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{a_7}, \quad (18)$$

$$\Delta P_{п,y} = 10^{b_0} \cdot (wr)^{b_1} \cdot q^{b_2} \cdot x_H^{b_3} \cdot (x_B - x_H)^{b_4} \cdot n_T^{b_5} \cdot d_T^{b_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{b_7}. \quad (19)$$

$$\alpha_{ср,y} = 10^{k_0} \cdot Q^{k_1} \cdot l_T^{k_2} \cdot x_H^{k_3} \cdot (x_B - x_H)^{k_4} \cdot n_T^{k_5} \cdot d_T^{k_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{k_7}, \quad (20)$$

$$\Delta P_{п,y} = 10^{l_0} \cdot Q^{l_1} \cdot l_T^{l_2} \cdot x_H^{l_3} \cdot (x_B - x_H)^{l_4} \cdot n_T^{l_5} \cdot d_T^{l_6} \cdot (t_0 + 90^\circ)^{l_7}. \quad (21)$$

После их логарифмирования получаются линейные алгебраические уравнения. Сохраняется принятая ранее размерность величин: $\alpha_{ср}$ [Вт/м² · К]; $\Delta P_{п}$ [Па]; wr [кг/м²с]; q [Вт/м²]; Q [Вт]; d_T [м]; l_T [м]; t_0 [°С]. Поскольку логарифм отрицательного числа не существует, к температуре t_0 добавлено 90°С. Вместо паросодержания x_B в уравнения включена разность $(x_B - x_H)$, которая лучше характеризует процесс кипения.

Значения показателей степени «к» и «л» определялись с использованием функции ЛИ-НЕЙН, которая входит в состав MS Excel. Порядок ввода исходных данных и представления результатов их обработки по методу наименьших квадратов приводится в пояснениях к этой функции. Наряду со значениями показателей степени программа выдает ряд статистических оценок точности расчета по уравнениям (18), (19) или (20), (21). Численные значения показателей степени «а», «б», «к» и «л» приводятся в таблице 1

Таблица 1

Коэффициенты для расчета КТО $\alpha_{ср,y}$ и падения давления $\Delta P_{п,y}$

Хладагент	Переменная	Уравнение (18)							
		a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
R404	$\alpha_{ср,y}$	0,13482	1,05944	0,23118	0,08853	0,15891	0,13640	-0,05936	-0,06303
R410		0,80631	1,01628	0,17283	0,08478	0,15523	0,10104	-0,14880	-0,28927
R290		1,54736	0,76501	0,16172	0,05253	0,04616	0,03784	-0,00545	-0,12528
R507		0,13219	1,07916	0,21700	0,05507	0,07566	0,13553	-0,06511	-0,09353
R22		-0,00108	1,03562	0,24039	0,08056	0,08026	0,14005	-0,05908	0,02342
R134a		0,21985	1,21476	0,27827	0,08556	0,15344	0,13376	-0,16752	-0,46312
R407C		0,10425	1,07810	0,21078	0,08196	0,09290	0,13664	-0,04770	0,01514
Хладагент	Переменная	Уравнение (19)							
		b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7
R404	$\Delta P_{п,y}$	6,299742	2,502118	-0,7699	0,153343	1,30204	0,171212	-0,21342	-2,71648
R410		6,074311	2,437552	-0,7272	0,107663	1,005244	0,186888	-0,15469	-2,52977
R290		6,802689	2,627757	-0,8241	0,176147	1,251775	0,136092	-0,14137	-2,54036
R507		6,200923	2,483807	-0,7599	0,138389	1,265051	0,158046	-0,2039	-2,67354
R22		6,378998	2,455844	-0,7522	0,146757	1,258927	0,159266	-0,2054	-2,60669
R134a		7,739218	2,54556	-0,7854	0,161625	1,255607	0,140023	-0,16313	-3,21051
R407C		6,942948	2,495249	-0,7730	0,149339	1,267521	0,162368	-0,21064	-2,88474
Хладагент	Переменная	Уравнение (20)							

	ная	K_0	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7
R404	$\alpha_{ср.у}$	-5,51574	1,289322	-0,25258	0,106027	-0,81903	-0,08938	-2,21196	0,231298
R410		-4,42764	1,122231	-0,16857	0,084738	-0,80328	-0,07521	-2,18573	-0,09255
R290		-4,43043	1,14879	-0,19397	0,108168	-0,84294	-0,13212	-2,13535	-0,06155
R507		-5,96341	1,307475	-0,18402	0,020898	-1,12981	-0,0825	-2,38669	0,166232
R22		-8,945	1,730296	-0,18468	0,030886	-1,53085	-0,17751	-3,18877	0,207038
R134a		-6,36544	1,37041	-0,07999	0,115819	-0,94766	-0,14217	-2,78951	-0,14729
R407C		-6,18071	1,301436	-0,22195	0,103966	-0,91995	-0,05007	-2,32136	0,397423

Продолжение таблицы 1

Хладагент	Переменная	Уравнение (21)							
		l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7
R404	$\Delta P_{п.у}$	-7,16053	1,706619	0,753896	0,140457	-1,15928	0,883773	-4,41357	-2,09343
R410		-7,82693	1,747545	0,716554	0,074703	-1,53921	0,859751	-4,26782	-1,7916
R290		-8,42001	1,825108	0,816996	0,16393	-1,58368	0,956351	-4,61471	-1,99776
R507		-7,72378	1,773716	0,752003	0,100807	-1,32578	0,812347	-4,5137	-2,00726
R22		-7,80541	1,816761	0,757207	0,098754	-1,38096	0,79263	-4,62153	-2,12784
R134a		-2,9971	1,32710	0,31905	0,15355	-0,52724	0,213385	-3,06924	-1,773511
R407C		-6,40581	1,684378	0,748802	0,140258	-1,15432	0,880089	-4,29898	-2,30137

При использовании уравнений регрессии (18), (19), (20) и (21) следует учитывать, что изменение любой варьируемой величины так или иначе влияет на все искомые параметры. Наряду со значениями показателей степени определялись статистические оценки точности расчета по уравнениям (18), (19), (20) и (21). Наиболее информативными из них являются r^2 и se_y , приведенные в таблице 2. Коэффициент детерминированности r^2 показывает насколько выбранное уравнение подходит для аппроксимации обрабатываемых данных; чем он выше, тем точнее аппроксимация. Стандартное отклонение результата se_y характеризует разброс найденных по уравнению регрессии значений относительно результатов точного их расчета.

Таблица 2

Оценка точности расчета по уравнениям регрессии

Хладагент	$\alpha_{ср.у}$ (18)		$\Delta P_{п.у}$ (19)		$\alpha_{ср.у}$ (20)		$\Delta P_{п.у}$ (21)	
	r^2	se_y	r^2	se_y	r^2	se_y	r^2	se_y
R404	0,9217	0,0752	0,9808	0,0455	0,9253	0,0636	0,9859	0,0459
R410	0,9240	0,0748	0,9447	0,0757	0,9248	0,0665	0,9434	0,0878
R290	0,9454	0,0378	0,9896	0,0339	0,9313	0,0625	0,9969	0,0214
R507	0,9261	0,0703	0,9781	0,0439	0,9297	0,0515	0,9861	0,0399
R22	0,9305	0,0696	0,9697	0,0448	0,9575	0,0431	0,9751	0,0401
R134a	0,9139	0,0951	0,9752	0,0392	0,8983	0,1381	0,8370	0,1582
R407C	0,9223	0,0726	0,9722	0,0447	0,9202	0,0709	0,9717	0,0471

Анализ показывает, что средний КТО $\alpha_{ср}$ увеличивается с ростом скорости $w\rho$ и теплового потока q . Согласно уравнению (17) одна из этих величин увеличивает длину l_k , а другая – уменьшает. На КТО сильнее влияет скорость $w\rho$, но от нее в значительной степени зависит падение давления ΔP_n и понижение температуры Δt_s .

На практике после определения $\alpha_{ср.у}$ и $\Delta P_{п.у}$ при конкретных условиях кипения хладагента рекомендуется найти упомянутые разности $(t_T - t_{02})$ и Δt_s . Формула для первой из них приведена

выше. Найти понижение температуры насыщения Δt_s нетрудно по таблице свойств насыщенного хладагента, зная расчетную температуру t_0 и падение давления $\Delta P_{п.у}$. С позиций энергоэффективности ХМ и производительности компрессора предпочтительны сочетания исходных данных при которых $(t_T - t_{02}) \leq 3\text{К}$ и $\Delta t_s \leq 3\text{К}$. Когда эти разности слишком малы, работа испарителя также неэффективна из-за низкой интенсивности теплоотдачи. Приведем пример расчета $\alpha_{ср.у}$ и $\Delta P_{п.у}$ по уравнениям (18) и (19). Пользователь, как правило, заранее подбирает необходимую температуру кипения t_0 , задается начальным x_H и конечным x_B паросодержаниями хладагента в испарителе, которые при входе жидкости и выходе сухого пара будут равны $x_H = 0,1$ и $x_B = 0,99$ соответственно. Задается внутренний диаметр труб d_T , исходя из имеющейся информации о готовом испарителе или доступных типоразмеров, и количество труб n_T в змеевиковом испарителе. Плотность теплового потока q вводится на основании рассчитанного теплопритока, а массовая скорость w_p подбирается. Рассмотрим частный случай расчета для хладагента R404A, внесем в уравнение: $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $x_H = 0,1$; $x_B = 0,7$; $d_T = 0,006\text{ м}$; $n_T = 5$; $q = 5000\text{ Вт/м}^2$; $w_p = 300\text{ кг/м}^2\text{с}$, показатели степени выбираются из таблицы 1 для соответствующего хладагента. При таком сочетании исходных данных $\alpha_{ср.у} = 3977,11\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, а $\Delta P_{п.у} = 51056,18\text{ Па}$, но разность температур $(t_T - t_{02}) = 3,596^\circ\text{C}$, а падение температуры насыщения $\Delta t_s = 4,1^\circ\text{C}$, значит такое сочетание исходных данных является нежелательным. Изменив w_p с 300 на 200 $\text{кг/м}^2\text{с}$ мы получим $\alpha_{ср.у} = 2588,28\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $\Delta P_{п.у} = 18511,74\text{ Па}$, а $(t_T - t_{02}) = 2,793^\circ\text{C}$, $\Delta t_s = 1,35^\circ\text{C}$, что говорит о рациональном сочетании исходных данных. Расчет КТО $\alpha_{ср.у}$ и падения давления $\Delta P_{п.у}$ по уравнениям (20) и (21) отличается тем, что пользователь задается тепловой нагрузкой на целый змеевик Q_3 , которая также определяется теплопритоком, и изменяет значение длины одной трубы l_T пока результаты расчета $(t_T - t_{02})$ и Δt_s не будут в допустимых пределах.

Выводы

На базе ряда обобщенных методик после необходимой их корректировки разработан алгоритм и составлена компьютерная программа совместного расчета интенсивности теплоотдачи и гидравлического сопротивления проточной части испарителя, основанная на использовании многих показателей термодинамических и теплофизических свойств конкретного хладагента и количественных данных об условиях его кипения. Разработана методика численного подбора оптимальных сочетаний конструктивных и режимных параметров кипения хладагента, позволяющая находить экстремум искомой функции без упрощения исходных уравнений. По результатам многовариантных расчетов, получены степенные зависимости, позволяющие находить КТО и падение давления для 7 хладагентов без использования компьютерной программы. Приведены рекомендации по их применению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова и др. – Л.:Машиностроение. Ленингр. отд-ие, 1986. – 303 с.
- 2 Гоголин, А. А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин и др. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
- 3 Быков, А. В. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник: Холодильная техника / под ред. А. В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.
- 4 Ейдеюс, А. И. Падение давления в змеевиковых испарителях и производительность компрессора / А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев, М. Ю. Никишин // Компрессорная техника и пневматика. –2015. – №5 – С. 12–18.
- 5 Shah, M. M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study / M. M. Shah // ASHRAE Trans. –1982. – №88 (1). – P.185–196.
- 6 Gungor, K. E. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli / K. E. Gungor, R. H. S. Winterton // International Journal Heat Mass Transfer. –1986. – Vol. 29, No 3. – P. 351–358.

- 7 Gungor, K. E. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data / K. E. Gungor, R. H. S. Winterton // Chemical Engineering Research and Design. –1987. – Vol. 65, No 2. – P. 148–156.
- 8 Kandlikar, S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes / S. G. Kandlikar // Journal Heat Transfer. –1990, –Vol. 112. – P. 219–228.
- 9 Liu, Z. General correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation / Z. Liu, R. H. S. Winterton // International Journal Heat Mass Transfer. –1991. – Vol. 34, No 11. – P. 2759–2766.
- 10 Ейдеюс, А. И. Программа расчета коэффициентов теплоотдачи и падения давления при кипении альтернативных хладагентов в горизонтальных трубах/ А. И. Ейдеюс, С. В. Кошелев // III БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015, С. 250–262.
- 11 Кутепов, А. М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А. М. Кутепов, Л. С.Стерман, Н. Г.Стюшин. – М.: Высшая школа, 1986. – 448 с.
- 12 Gronnerud, R. Investigation in liquid hold-up, Flow resistance and Heat Transfer in Circular Type Evaporators, part IV: Two-phase Resistance in boiling refrigerants / R. Gronnerud // Bulletin de l'Inst. du Froid, Annexe. –1972. – №1. –P. 127–138.
- 13 Friedel, L. Improved Friction Pressure Drop correlations for Horizontal and Vertical two-phase pipe flow / L. Friedel // European Two-phase Flow Group Meeting – Ispra, Italy, 1979. – P. 485–491.
- 14 Müller-Steinhagen, H. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes / H. Müller-Steinhagen, K. Heck // Chemical Engineering Progress. –1986, –Vol. 20. – P. 297–308.
- 15 С.В., Ейдеюс А.И., Анищенко А.С. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015610039. «Расчет коэффициентов теплоотдачи по разным методикам при кипении хладагента в горизонтальных трубах». Правообладатель КГТУ. Заявка №2014619009 от 5.09.2014. Дата гос. регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.01.2015 г.
- 16 Кошелев С.В., Ейдеюс А.И., Анищенко А.С. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015610039. «Расчет коэффициентов теплоотдачи по разным методикам при кипении хладагента в горизонтальных трубах». Правообладатель КГТУ. Заявка №2014619009 от 5.09.2014. Дата гос. регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.01.2015 г.
- 17 Ейдеюс, А.И. Подбор рациональной длины труб змеевиковых испарителей с учетом вида и условий кипения хладагента/ А.И. Ейдеюс, С.В. Кошелев // V БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2017, С. 309-318.

THE COMBINATION OF THERMAL AND HYDRAULIC CALCULATIONS FOR IN-TUBE BOILING REFRIGERANT IN SHIP'S EVAPORATORS

Koshelev Sergey Valerjevich, Head of LRCRS
Slastikhin Yuri Nikolaevich, Ph.D., Head of Department

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: xtk@gazinter.net

An algorithm and a computer program with combined thermal and hydraulic calculation of evaporators with boiling refrigerant inside the pipes are considered. It justifies the importance of hydraulic calculation, the absence of which can lead to a decrease in compressor performance. The obtained power dependences for calculating the heat transfer coefficient and pressure drop for seven refrigerants are given. A method for determining the optimal combinations of design and operating parameters of coil evaporators is presented.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕРАСХОДА ТОПЛИВА СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Кузнецов Сергей Емельянович, профессор, д-р техн. наук
Алексеев Николай Андреевич, профессор, канд. техн. наук
Виноградов Андрей Александрович, доцент

ФГБОУ ВО ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова,
г. Санкт-Петербург, Россия, e-mail: KuznecovSE@gumrf.ru , eric_esseker@mail.ru,
eric_esseker@mail.ru

Представлено аналитическое выражение зависимости расхода топлива от мощности электрической нагрузки генератора $P_{Г}$ и коэффициента мощности $\cos\varphi$ – $Q(P_{Г}; \cos\varphi)$, для исправного дизель-генераторного агрегат (ДГА) при использовании штатного дизельного топлива, полученное на основании результатов заводских испытаний, приведенных в паспортных данных конкретного дизель-генераторного агрегата. Дан алгоритм расчета расхода топлива для конкретного значения мощности и коэффициента мощности для любого эксплуатационного режима судна. Перерасход топлива определяется путем сравнения фактически измеренного штатным судовым расходомером значения расхода топлива $Q_{ИЗ}$ при фиксированной электрической мощности нагрузки и рассчитанного по выражению $Q_{РАСЧ}$ значения расхода топлива при тех же электрической мощности и $\cos\varphi$ нагрузки. При выявлении существенного перерасхода топлива обслуживающий персонал должен принять соответствующие меры по устранению причин, вызвавших перерасход топлива

Важнейшей задачей при эксплуатации судовых электростанций является снижение расхода топлива при работе судовых дизель-генераторных агрегатов. Решение этой задачи предлагается путём определения для конкретных режимов работы судовой электростанции (СЭС) возможного перерасхода топлива сравнением фактического расхода топлива, измеряемого штатным судовым расходомером ($Q_{ИЗ}$), с соответствующим расходом топлива, рассчитанным по паспортным данным ДГА ($Q_{РАСЧ}$). Заводские испытания ДГА обычно проводятся при активной электрической нагрузке, то есть при $\cos\varphi=1$, но значение коэффициента мощности существенно влияет на расход топлива [1]. судовая электрическая нагрузка – активно-индуктивная, то есть $\cos\varphi$ может быть существенно меньше единицы. Поэтому необходимо получить аналитические зависимости расхода $Q_{РАСЧ}$ и удельного расхода q топлива ДГА от мощности и коэффициента мощности электрической нагрузки, которые позволяют рассчитать соответствующий расход топлива ДГА по результатам заводских испытаний (по паспортным данным), но с учетом конкретного значения $\cos\varphi$.

Анализ паспортных данных [2,3] показывает, что расход топлива Q ДГА изменяется пропорционально выходной мощности дизеля $P_{Д}$, и поэтому может быть представлен линейной зависимостью от мощности дизеля в виде

$$Q(P_{Д}) = Q_{ПОСТ} + K_{Д}P_{Д}, \text{ кг/ч}, \quad (1)$$

где $Q_{ПОСТ}$, кг/ч – постоянная составляющая расхода, соответствующая расходу топлива на холостом ходу при $P_{Д}=0$;

$K_{Д}$, кг/(кВт·ч) – постоянный коэффициент.

Выходная активная мощность $P_{Г}$ генератора равна выходной мощности дизеля $P_{Д}$ минус суммарные потери мощности в синхронном генераторе

$$P_{Г} = P_{Д} - P_{ПГ}, \text{ кВт}. \quad (2)$$

В судовом синхронном генераторе при изменении нагрузки и неизменных напряжении и частоте электрического тока потери мощности могут быть представлены квадратичной функцией тока в виде

$$P_{\text{шт}} = P_{\text{п}} + K_{\text{Г}} I^2, \text{ кВт.} \quad (3)$$

где $P_{\text{п}}$, кВт - постоянная составляющая потерь мощности, соответствующая потерям в генераторе на холостом ходу;

I , А - ток нагрузки;

$K_{\text{Г}}$, кВт / А² - постоянный коэффициент.

Значения $Q_{\text{пост}}$, $K_{\text{д}}$, $P_{\text{п}}$ и $K_{\text{Г}}$ вычисляются по результатам испытаний ДГА при разной нагрузке.

При известной активной мощности $P_{\text{Г}}$ и коэффициенте мощности $\cos \varphi$ ток нагрузки синхронного генератора определяется по формуле

$$I = 10^3 P_{\text{Г}} / (\sqrt{3} U \cos \varphi), \text{ А,} \quad (4)$$

где U , В - напряжение генератора.

Тогда с учетом (1) и (4) расход топлива, соответствующий паспортным данным ДГА и фактическим значениям $\cos \varphi$ и $P_{\text{Г}}$, можно определить по формуле

$$Q(P_{\text{Г}}; \cos \varphi) = Q_{\text{пост}} + K_{\text{д}} (P_{\text{Г}} + P_{\text{п}} + K_{\text{Г}} \frac{P_{\text{Г}}^2 \cdot 10^6}{3U^2 \cos^2 \varphi}), \text{ кг/ч.} \quad (5)$$

Этот расход топлива будет соответствовать паспортным данным, приведенным к фактическому значению $\cos \varphi$, мощности электрической нагрузки $P_{\text{Г}}$,

Значения $Q_{\text{пост}}$, $K_{\text{д}}$, $P_{\text{п}}$ и $K_{\text{Г}}$ в формуле (5) определяются по паспортным данным испытаний ДГА следующим образом.

Значения $Q_{\text{пост}}$, $K_{\text{д}}$ определяются на основе (1) по данным таблиц заводских испытаний, приведенных в паспортных данных ДГА, с использованием метода наименьших квадратов [4]:

$$Q_{\text{пост}} = [\sum_{i=1}^n Q(P_{\text{д}}) \cdot \sum_{i=1}^n P_{\text{д}}^2 - \sum_{i=1}^n P_{\text{д}} \cdot Q(P_{\text{д}}) \sum_{i=1}^n P_{\text{д}}] / [n \cdot \sum_{i=1}^n P_{\text{д}}^2 - (\sum_{i=1}^n P_{\text{д}})^2], \quad (6)$$

$$K_{\text{д}} = [n \sum_{i=1}^n P_{\text{д}} \cdot Q(P_{\text{д}}) - \sum_{i=1}^n P_{\text{д}} \cdot \sum_{i=1}^n Q(P_{\text{д}})] / [n \cdot \sum_{i=1}^n P_{\text{д}}^2 - (\sum_{i=1}^n P_{\text{д}})^2], \quad (7)$$

где n – количество экспериментальных точек, $n=5$ по данным таблиц заводских испытаний.

Таким образом, наличие перерасхода топлива в анализируемом режиме работы судна за счет снижения уровня технического состояния ДГА или пониженного качества используемого топлива может быть определено путем сравнения расхода топлива, рассчитанного по формуле (5), с измеренным его значением.

По измеренному значению расхода топлива и паспортному его значению, приведенному к фактическим величинам $\cos \varphi$ и $P_{\text{Г}}$, рассчитываются соответствующие значения удельного расхода топлива по отношению к мощности генератора

$$q_{\text{Г}} = Q(P_{\text{Г}}) \cdot 10^3 / P_{\text{Г}}, \text{ г/(кВт·ч),} \quad (8)$$

и абсолютные значения расхода топлива в единицах массы или объема за определенное время работы ДГА в рассматриваемом режиме, а также экономические потери при наличии перерасхода топлива.

Из (5) и (6) следует

$$q_{\text{Г}} = \left[(Q_{\text{пост}} + K_{\text{д}} P_{\text{п}}) / P_{\text{Г}} + K_{\text{д}} + K_{\text{д}} \cdot K_{\text{Г}} P_{\text{Г}} \cdot 10^6 / (3U^2 \cos^2 \varphi) \right] 10^3. \quad (9)$$

Если найти производную $dq_{\text{Г}} / dP_{\text{Г}}$ и приравнять ее нулю, то можно определить значение оптимальной мощности $P_{\text{ГОпт}}$, соответствующее минимальному удельному расходу топлива в виде

$$P_{\text{ГО}}(\cos \varphi) = \sqrt{3} U \cdot 10^{-3} \cos \varphi \sqrt{(Q_{\text{пост}} + K_{\text{д}} P_{\text{п}}) / (K_{\text{д}} \cdot K_{\text{Г}})}. \quad (10)$$

Из полученной формулы видно, что значение $P_{\text{ГО}}(\cos \varphi)$ соответствующее минимальному удельному расходу топлива, уменьшается прямо пропорционально по отношению к оптимальному значению мощности генератора при $\cos \varphi=1$, т.е.

$$P_{Г0}(\cos \varphi) = P_{Г0}(\cos \varphi = 1) \cos \varphi. \quad (11)$$

Соответственно, и оптимальный коэффициент нагрузки генератора при минимальном удельном расходе топлива также будет пропорционален $\cos \varphi$, т.е.

$$K_{НО}(\cos \varphi) = \frac{P_{Г0}(\cos \varphi)}{P_{ГНОМ}} = \frac{P_{Г0}(\cos \varphi = 1)}{P_{ГНОМ}} \cos \varphi = K_{НО}(\cos \varphi = 1) \cdot \cos \varphi, \quad (12)$$

где $P_{ГНОМ}$ - номинальное значение мощности генератора.

Укрупненная схема алгоритма решения данной задачи представлена на рис.1 – по данным заводских испытаний, представленных в паспортных данных определяются значения постоянных коэффициентов $Q_{пост}$, $K_{д}$, $P_{п}$ и $K_{г}$ в формуле (5), рассчитывается расход топлива при заданных значениях электрической мощности нагрузки и $\cos \varphi$ – $Q_{РАСЧ}(P_{г}; \cos \varphi)$ и определяется величина перерасхода топлива $\Delta Q = Q_{ИЗ} - Q_{РАСЧ}$ путем вычитания рассчитанного значения топлива из измеренного штатным расходомером при тех же значениях электрической мощности нагрузки и $\cos \varphi$.

При параллельной работе ДГА рассчитывается расход топлива $Q_{РАСЧ}(P_{г}; \cos \varphi)$ отдельно для каждого из параллельно работающих ДГА [5], так как при неодинаковом распределении нагрузки параллельно работающих ДГА $\cos \varphi$ нагрузки у каждого генератора может быть разным. Затем суммированием определяется общий рассчитанный расход топлива и производится сравнение общего рассчитанного расхода топлива с измеренным его значением штатным расходомером в рассматриваемом режиме.

Таким образом, определяется перерасход топлива из-за снижения технического состояния ДГА и (или) использования нестандартного топлива.

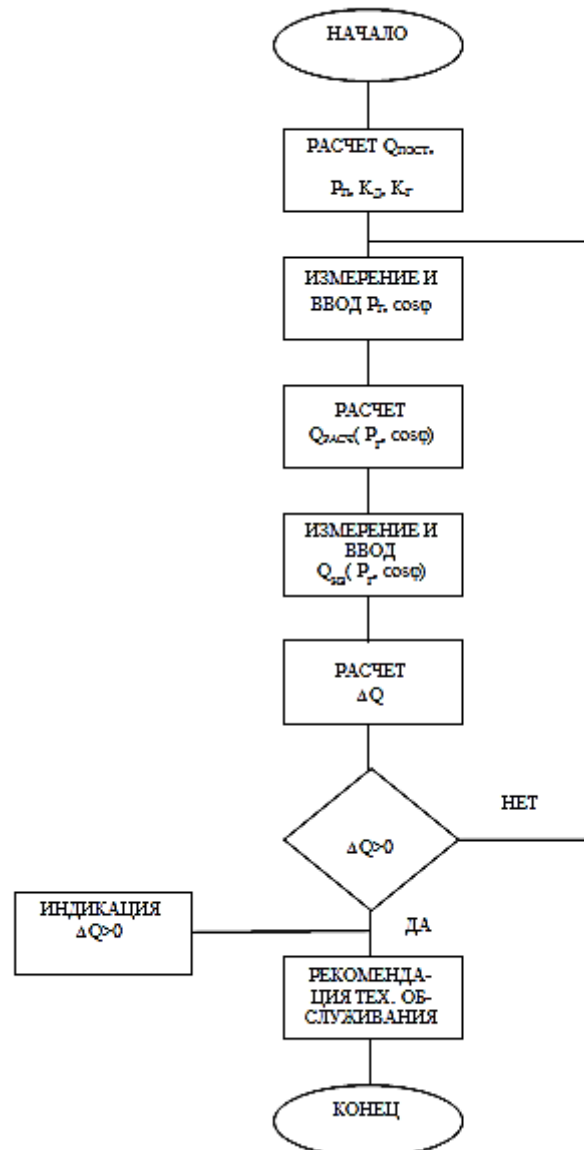


Рис.1 Блок-схема алгоритма расчета перерасхода топлива при работе судового дизель-генератора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Кузнецов, С.Е. Влияние нагрузки и коэффициента мощности на расход топлива судового дизель-генераторного агрегата. // С.Е. Кузнецов, Ю.В. Кудрявцев // Судостроение. – 2011. – №6 – с. 30-32.
- 2 Кузнецов С. Е. Потери и коэффициент полезного действия судового синхронного генератора //Эксплуатация морского транспорта. – 2009. – №. 3. – С. 67-71.
- 3 Кузнецов С. Е., Кудрявцев Ю. В. Влияние нагрузки и коэффициента мощности на коэффициент полезного действия судового синхронного генератора //Судостроение. – 2011. – №. 5. – С. 29-32.
- 4 Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Учебное пособие. – Высшая школа, 1982.
- 5 Виноградов, А.А. Анализ влияния непропорционального распределения нагрузки между параллельно работающими генераторами на коэффициент мощности нагрузки каждого генератора//Вестник ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова. – 2018. - №2 (Том 10). – 411-419.

THE ALGORITHM OF DETERMINATION OF THE FUEL CONSUMPTION OF MARINE DIESEL GENERATOR IN THE PROCESS OF OPERATION

Kuznetsov Sergey Emelyanovich, Professor, Doctor of Technical Sciences
Alekseev Nikolay Andreevich, Professor, Candidate of Technical Sciences
Vinogradov Andrey Aleksandrovich, Associate Professor

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
Saint-Petersburg, Russia, e-mail: KuznecovSE@gumrf.ru, kaf_saees@gumrf.ru,
eric_esseker@mail.ru

An analytical expression is presented of the dependence of fuel consumption on the electric power of the generator P_G and the power factor $\cos\varphi - Q(P_G; \cos\varphi)$ for a diesel generator set (DGS) when used with regular diesel fuel, obtained on the basis of factory test results given in passport data specific diesel generator set. An algorithm is given for calculating fuel consumption for a specific power and power factor for any operational mode of the vessel. Fuel consumption is determined by comparing the actual fuel consumption at a fixed load electric power and the fuel consumption value calculated using the expression $Q(P_G; \cos\varphi)$ for the same electric power and $\cos\varphi$ of the load, which is actually measured by the ship's standard flow meter. If a significant over-consumption of fuel is detected, maintenance personnel should take appropriate measures to eliminate the causes of fuel over-consumption.

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ В ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ ПРИ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКОВ В КГТУ

Кункевич Сергей Владимирович, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: SKunkevich@mail.ru

Рассмотрены вопросы организации учебного процесса с использованием программных средств, разработанных на кафедре судовых энергетических установок и теплоэнергетики Калининградского государственного технического университета

1 Программы теплового расчёта вспомогательного оборудования

С целью улучшения образовательного процесса на кафедре судовых энергетических установок и теплоэнергетики разработаны компьютерные программы для теплового расчёта вспомогательного оборудования ТЭС: испарительных установок поверхностного типа и подогревателей высокого давления [2]. Программы представляют собой реализацию алгоритма расчёта теплообменных аппаратов, описанного в [1] на объектно-ориентированном языке Object Pascal (среда программирования Delphi). На рис. 1 и 2 приведены примеры выходных экранных форм соответствующих программ. Программы зарегистрированы в Роспатенте и имеют свидетельства о государственной регистрации [3,4].

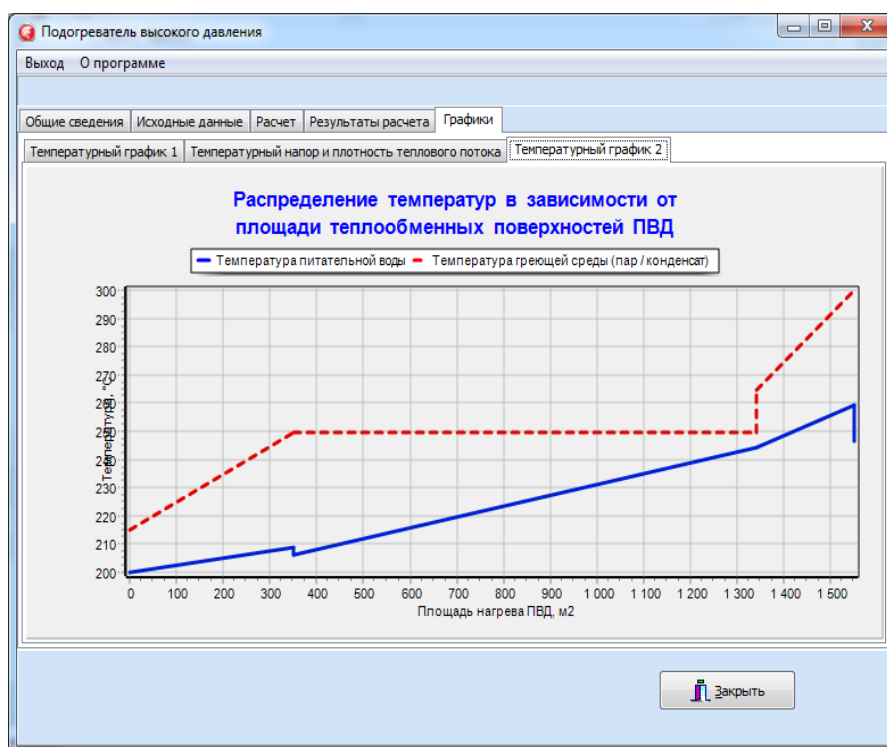


Рис.1 Выходная экранная форма расчёта ПВД – температурный график

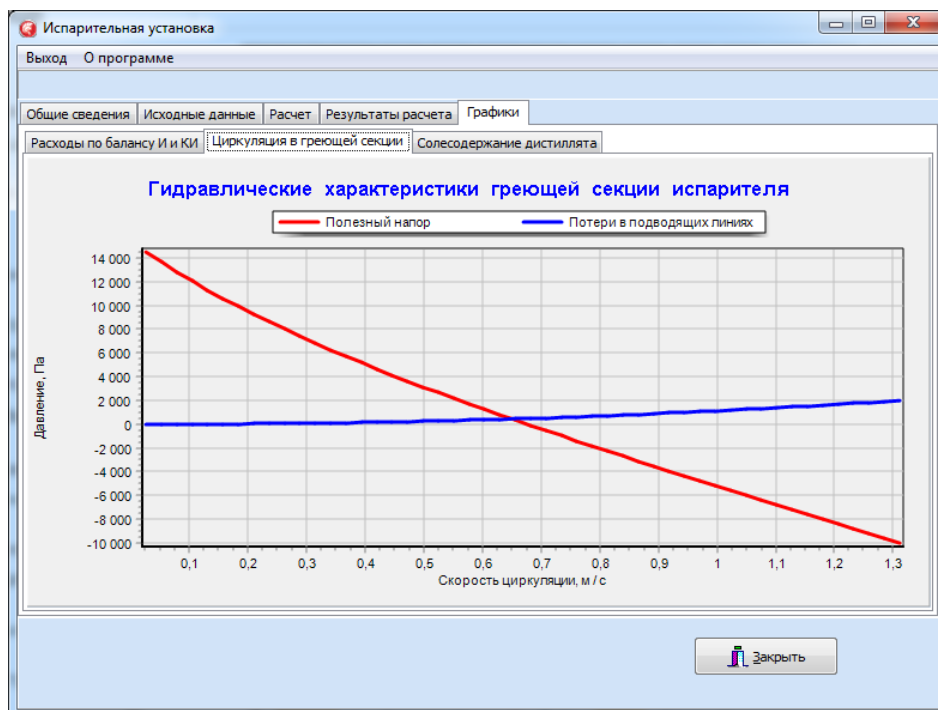


Рис. 2 Выходная экранная форма расчёта испарителя – гидравлические характеристики греющей секции

Данный программный комплекс может использоваться для нескольких целей, а именно:

1 По расчёту испарителя и подогревателя высокого давления разработаны соответствующие методические пособия по выполнению курсовых проектов. Соответственно, программы используются преподавателем для контроля правильности расчёта проектов студентами;

2 Для более глубокого понимания физических процессов, происходящих в теплообменных аппаратах, проводятся практические занятия, на которых студенты, изменяя физические и геометрические параметры аппаратов, видят реакцию системы на эти изменения, т.е. моделируются различные режимы работы оборудования;

3 При дополнении программ графическим изображением исследуемых объектов и отображении входных и выходных параметров, мы практически получаем имитационные тренажёры, которые можно использовать при выполнении лабораторных работ.

Рассмотрим возможности использования программ на примере испарительной установки, алгоритм теплового расчёта которой представлен на рис. 3, а типовая конструкция – на рис. 4.

Алгоритм расчёта предполагает ввод различных теплофизических, конструктивных и прочих параметров (соответственно, есть программная реализация). Варьируя этими параметрами можно анализировать изменение режима работы испарителя, выявляя следующие зависимости.

- 1 Производительность испарителя от величины давления первичного пара;
- 2 Производительности от величины уровня конденсата в греющей секции;
- 3 Скорость циркуляции в греющей секции от величины давления первичного пара и высоты греющей секции;
- 4 Солеосодержание во вторичном паре при одно- и двухступенчатой промывке пара;
- 5 Качество вторичного пара от качества питательной воды;
- 6 Влияние величины непрерывной продувки на солеосодержание во вторичном паре.
- 7 Влияние термического сопротивления трубок греющей секции на паропроизводительность испарителя.
- 8 Зависимость коэффициента теплопередачи испарителя, его производительности, величины давления вторичного пара от давления первичного пара при соответствующих параметрах конденсатора испарителя, температурного напора.

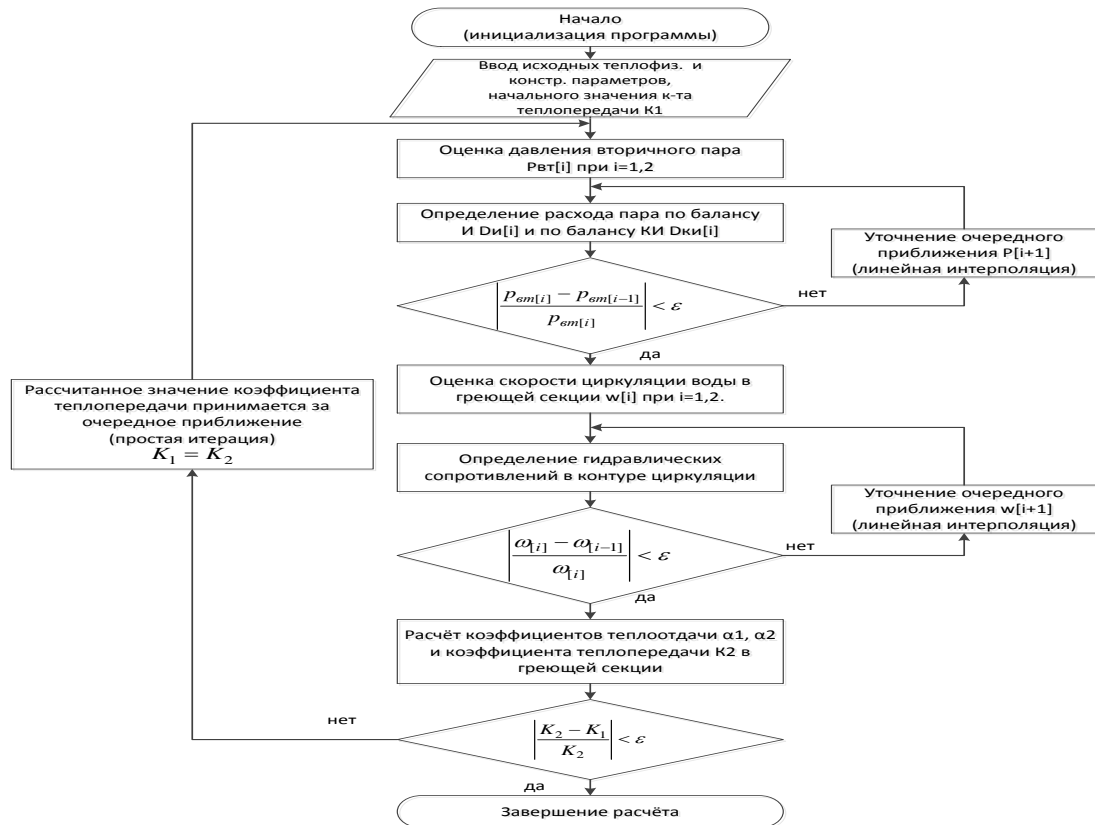
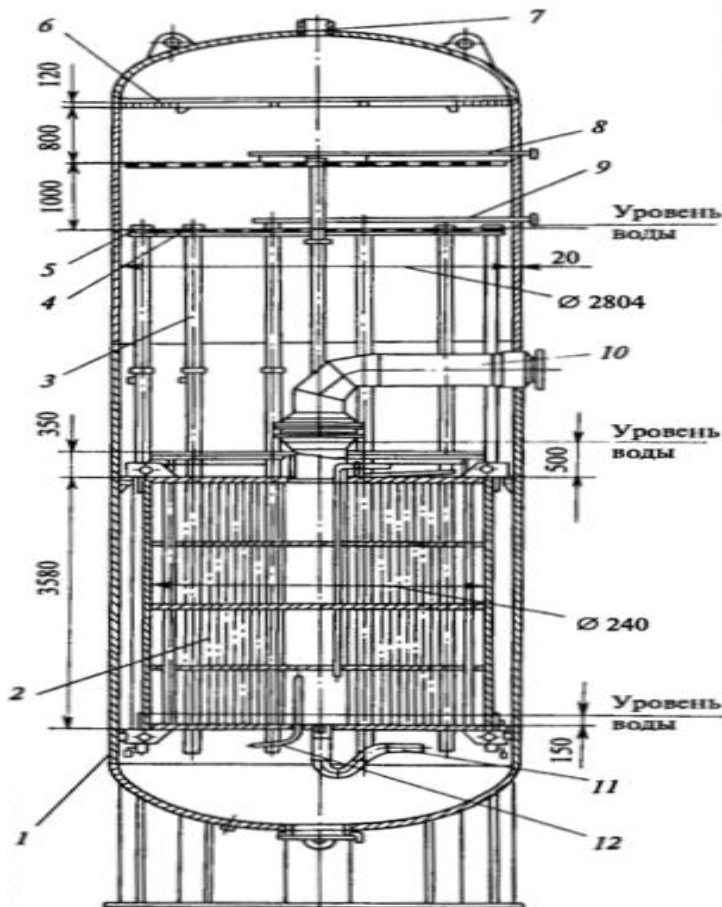


Рис. 3 Укрупнённая блок-схема теплового поверочного расчёта поверхностного испарителя



- 1 – корпус;
- 2 – греющая секция;
- 3 – опускная труба;
- 4 – дырчатый паропромывочный лист;
- 5 – перелив;
- 6 – жалюзийный сепаратор;
- 7 – отвод вторичного пара;
- 8 – подвод конденсата на паропромывочный лист;
- 9 – подвод питательной воды;
- 10 – подвод греющего пара;
- 11 – отвод конденсата греющего пара;
- 12 – отвод неконденсирующихся газов.

Рис. 4 Конструкция испарителя поверхностного типа

Это неполный перечень возможных комбинаций варьирования параметров. Такой функционал позволяет проводить практические занятия по изучению различных режимов работы испарителя.

Результаты расчётов представляются в текстовом и графическом виде. Графическое представление результатов расчёта позволяет упростить понимание процессов, происходящих в изучаемом оборудовании.

2 Программа текущего контроля знаний

Государственный образовательный стандарт обязывает проводить текущий контроль знаний студентов. Осуществить это можно различными способами, например, устным опросом, тестированием с помощью карточек и др. Но гораздо эффективнее проводить текущий контроль знаний с помощью специальных компьютерных программ, имеющих в базе данных перечень вопросов, максимально охватывающий объем пройденного материала по определенной теме. В соответствии с этим на кафедре была разработана тестирующая программа для реализации функции контроля знаний, рис.5.

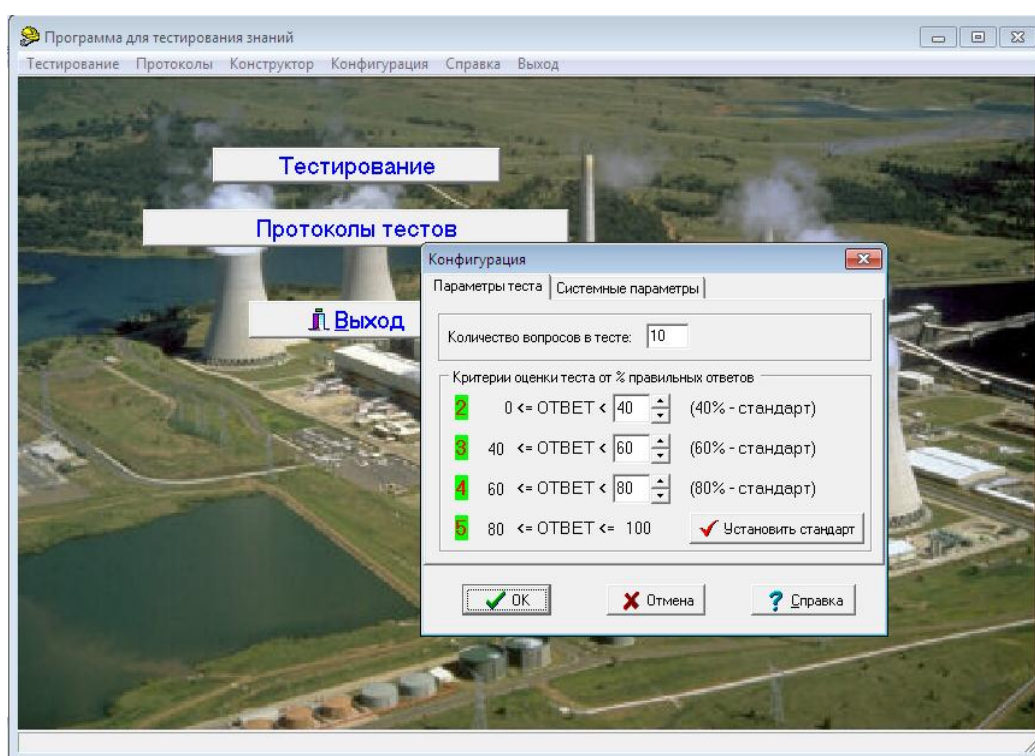


Рис. 5 Главный экран программы тестирования с диалоговым окном настройки конфигурации

Обучение студентов на технических специальностях связано с информацией, представленной в виде формул, графиков, схем и т.п., поэтому проведение тестирования по таким направлениям нельзя ограничивать только текстовой информацией, рис.6.

Программа используется в настоящее время в учебном процессе для текущего контроля знаний студентов и позволяет представить варианты ответов тестов в текстовом и графическом виде, а также предоставляет множественный выбор ответов.

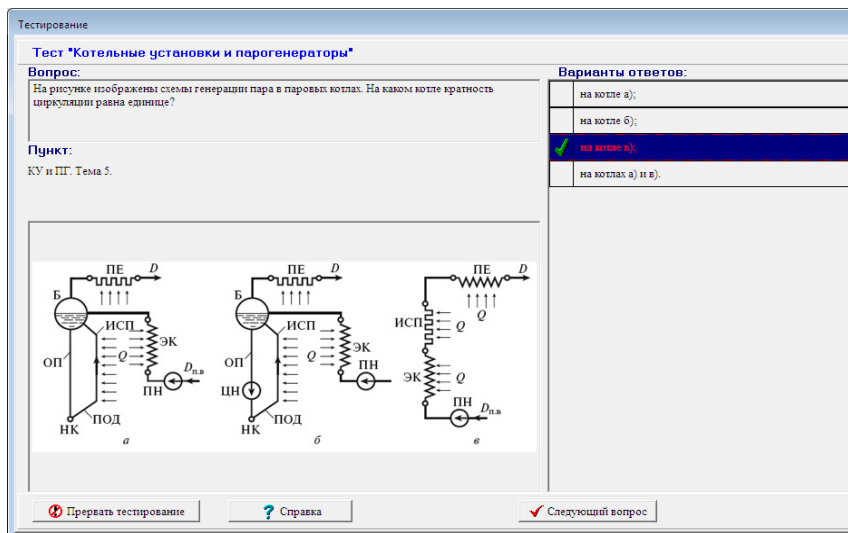


Рис. 6 Экранная форма процесса тестирования (карточка) с графической иллюстрацией

По результатам теста формируется протокол, который включает:

- ФИО тестируемого;
- ответы тестируемого с пометками (ответ правильный / неполный / неправильный);
- перечень всех вариантов ответов с указанием ответов тестируемого и пометкой «+» – правильно, «-» – неправильно (режим по выбору);
- графические изображения, связанные с вопросом / вариантами ответов (режим по выбору);

Структура базы данных имеет иерархическую структуру. Основу составляют карточки, включающие вопрос, варианты ответов и графический объект (при необходимости). Карточки привязаны к темам, а темы – к дисциплинам. Например, дисциплина «Котельные установки и парогенераторы» (в соответствии с рабочей программой – РПД) включает 9 тем, а каждая тема – определённое количество вопросов / ответов (карточек).

Программа позволяет проводить гибкую настройку объёма тестирования:

- по определённым дисциплинам;
- по перечню тем, входящим в определённую дисциплину.

Таким образом, по мере освоения тем определённой дисциплины, осуществляется текущий контроль пройденной темы с возможностью одновременного повторения (закрепления) предыдущих тем дисциплины.

Вопросы для тестирования из помеченных дисциплин / тем выбираются случайным образом. Количество выбираемых вопросов и критерии оценки ответов настраиваются.

Что немаловажно, программа используется в компьютерном классе, оснащённом маломощными компьютерами (Pentium 4 Celeron, 500 Мб оперативной памяти, ОС Windows XP), объединёнными в локальную сеть без связи с Интернетом. Работа организована по архитектуре «файл-сервер», что вполне приемлемо для класса в 10-12 компьютеров. Хотя данная архитектура уже несколько устарела, но она более простая и при этом не требуется администрировать SQL сервер в случае архитектуры «клиент-сервер».

Заключение

1 Применение в учебном процессе специализированных расчетных программ позволяет сконцентрироваться на более глубоком изучении сути происходящих процессов в изучаемом оборудовании. Программные средства позволяют проводить исследования взаимосвязи и взаимозависимости различных геометрических и режимных параметров тепловых аппаратов в рамках реализованной математической модели, что повышает эффективность обучения студентов.

2 Применение компьютерных программ-экзаменаторов для текущего контроля позволяет контролировать пройденный материал по текущей теме с одновременным повторением (закреплением) знаний по предыдущим темам, что также повышает эффективность обучения.

3 Учитывая положительный опыт использования компьютерных программ в учебном процессе в перспективе планируется создание компьютерных моделей по подогревателям низкого давления, котлам и другому оборудованию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 269 с.

2 Кункевич С.В. О тепловом расчёте теплообменных аппаратов ТЭС. Сборник: VI Международный Балтийский Морской Форум материалы Международного Морского Форума, 2018. – с. 304-312.

3 Кункевич С.В. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018612928 Поверочный тепловой расчет подогревателя высокого давления, 2018 г.

4 Кункевич С.В. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2017618001 Поверочный тепловой расчет испарителя поверхностного типа, 2017 г.

ABOUT SOFTWARE USE IN EDUCATIONAL PROCESS WHILE PREPARING SPECIALISTS OF HEAT ENERGY IN KSTU

Kunkevich Sergey Vladimirovich, Ph.D. in Technology

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: SKunkevich@mail.ru

The questions of the organization of the educational process with the use of software tools developed at the department of ship power plants and heat power engineering of the Kaliningrad State Technical University are considered.

УДК 62-533.6

ОЦЕНКА И РАСЧЁТ ДОПУСТИМОГО ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ФУТЕРОВКИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Никифоров Александр Степанович, профессор, д-р техн. наук
Приходько Евгений Валентинович, канд. техн. наук, доцент
Кинжибекова Акмарал Кабиденевна, канд. техн. наук
Карманов Амангельды Ерболович, доктор наук

Павлодарский государственный университет,
г. Павлодар, Казахстан, e-mail: aleke4599@mail.ru, john1380@mail.ru,
akmaral70@mail.ru, aman270685@mail.ru

В статье приводится описание способа оценки остаточного ресурса высокотемпературных агрегатов на основании статистических данных. Разработанная методика позволяет учитывать конкретные условия службы агрегатов

В процессе эксплуатации различного высокотемпературного оборудования футеровка расматриваемых агрегатов разрушается и подлежит ремонту. С учётом того, что затраты на огнеупорные материалы значительно сказываются на стоимости конечного продукта возникает необходимость применения инновационных технологий для снижения удельного расхода огнеупоров на единицу выпускаемой продукции посредством разработки технологических режимов сушки, разогрева и охлаждения агрегатов. Кроме этого, выход высокотемпературных агрегатов в ремонт по причине разрушения футеровки – наиболее часто встречающаяся причина остановки высокотемпературных агрегатов.

Таким образом, при работе футеровок высокотемпературных агрегатов имеется значительное количество факторов, влияющих на стойкость и, соответственно, на остаточный ресурс.

По определению, остаточный ресурс – суммарная наработка объекта от момента контроля его технического состояния до перехода в предельное состояние. Оценка остаточного ресурса осложняется из-за того, что он зависит от большого числа факторов, часть которых не может быть проконтролирована, а остальные заданы с той или иной степенью неопределенности. Безотказная работа конкретно взятого индивидуального объекта зависит от качества сырья, материалов, заготовок и полуфабрикатов, от достигнутого уровня технологии и степени стабильности технологического процесса, от уровня технологической дисциплины, от выполнения всех требований по хранению, транспортированию и применению объекта по назначению. Многие объекты включают в себя комплектующие изделия, детали и элементы, поставленные другими изготовителями [1].

Статистические данные для определения остаточного ресурса необходимы, так как учёт специфики тепловой работы агрегатов в конкретных условиях более чётко отслеживается в статистических данных, нежели расчётных.

Среднюю наработку до отказа вычисляют по формуле [2]

$$T_1 = \int_0^{\infty} P(t)dt \quad (1)$$

где $P(t)$ – вероятность безотказной работы, $1/c$.

Эта формула включает в себя вероятность безотказной работы, которая основывается лишь на статистических данных работы оборудования за предыдущий определённый период. В современных условиях работы высокотемпературного оборудования, на наш взгляд, для прогнозирования работы агрегатов, одной статистики, основанной на наработке оборудования до отказа, вне зависимости от причин отказа, мало. Так, качество используемых огнеупорных материалов может изменяться от партии к партии в широких пределах; качество выполнения ремонтных работ также значительно меняется, да и сам процесс плавки (или разогрева) может изменяться в различных рабочих кампаниях.

Всё это обуславливается влиянием человеческого фактора и технологических процессов на производстве, избежать которые невозможно. В настоящее время учёт этих факторов может производиться посредством установки датчиков, фиксирующих параметры работы агрегата. Но сами данные об отклонении технологических параметров не дают значение остаточного ресурса, для чего авторами предлагается изменить классическую схему оценки остаточного ресурса, введя в неё учёт производственных и человеческих факторов. Основа определения остаточного ресурса – собранные статистические данные в различных (допускаемых) режимах работы оборудования и с отклонениями свойств используемых огнеупоров.

Рассмотрим схему на примере определения остаточного ресурса работы сталеразливочного ковша. Определяющим фактором по выводу ковша в ремонт служит толщина огнеупорного слоя (наименьшая). По классической схеме – на основе среднестатистического снижения толщины огнеупорного слоя в течение одного цикла принимается решение о работе ковша в очередном цикле (минимальная толщина рабочего слоя после рассматриваемого цикла не достигнет критической) или выводе в ремонт (минимальная толщина будет менее критической). Недостатком этой схемы является то, что значение среднестатистического снижения толщины огнеупорного слоя в течение одного цикла не учитывает условий конкретной рабочей кампании.

В разработанной нами схеме значение среднестатистического снижения толщины огнеупорного слоя в течение одного цикла предлагается корректировать коэффициентом, учитываю-

щим условия эксплуатации. Для получения корректирующего коэффициента составим таблицу 1, основываясь на статистических данных. Например, при превышении допустимых температурных напряжений при разогреве на величину до 2 % от среднестатистической, снижение среднестатистического значения толщины огнеупорного слоя увеличивается на 2 %, соответственно корректирующий коэффициент будет равен 1,02. При увеличении температуры расплава на величину от 4 до 6 % от среднестатистической снижение среднестатистического значения толщины огнеупорного слоя увеличивается на 3 %, соответственно корректирующий коэффициент будет равен 1,03.

Таблица 1

Значение корректирующего коэффициента

Факторы	Значение корректирующего коэффициента					Корректирующий коэффициент для данных условий, К
	Величина отклонения					
	от 0 до 2 %	от 2 до 4 %	от 4 до 6 %	от 6 до 8 %	от 8 до 10 %	
Температурные напряжения при разогреве	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,02
Кислотность (основность) шлака	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,02
Температура расплава	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,03
Плотность огнеупоров	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	-
Качество ремонта	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,01
Значение итогового корректирующего коэффициента						1,082

Различные режимы работы сталеразливочного ковша дают информацию о влиянии того или иного фактора на снижение толщины огнеупорного слоя. При работе с огнеупором, плотность которого ниже среднестатистической, заполняется соответствующая строка таблицы; качество ремонта позволяет судить о снижении толщины огнеупорного слоя вследствие некачественных швов и т.д.

Значение итогового корректирующего коэффициента получается посредством умножения всех корректирующих коэффициентов для данных условий. Так, считая, что нет отклонений по плотности применяемых огнеупоров, получаем итоговый корректирующий коэффициент равный 1,082.

В итоге, с учётом корректирующего коэффициента, снижение значения толщины огнеупорного слоя $\Delta\sigma_k$ будет определяться формулой, мм

$$\Delta\sigma_k = \Delta\sigma \cdot K \quad (2)$$

где $\Delta\sigma$ – снижение среднестатистического значения толщины огнеупорного слоя, мм.

Остаточный ресурс n_k (в количестве плавов) с учётом корректирующего коэффициента для любого момента времени будет определяться формулой

$$n_k = \frac{n - (\Delta\sigma_k \cdot n_i)}{\Delta\sigma_k} \quad (3)$$

где n – среднестатистическое значение рабочей кампании ковша до капремонта, плавов;
 n_i – количество плавов, которое принял ковш на данный момент.

Примем, что рабочая кампания сталеразливочного ковша длится 40 плавков (циклов); при этом при начальной толщине 135 мм, критическая толщина составляет 75 мм. Имеем снижение среднестатистического значения толщины огнеупорного слоя 1,5 мм/плавку. При этом, если очередная кампания ковша будет вестись в условиях, при которых значение итогового корректирующего коэффициента будет составлять 1,082, то будем иметь действительное снижение значения толщины огнеупорного слоя 1,623 мм/плавку. На основании этого можно произвести расчёт остаточного ресурса после любого цикла сталеразливочного ковша.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Анферов В.Н., Васильев С.И., Кузнецов С.М. Надёжность технических систем. – М.: Директ-Медиа, 2018. – 108 с.
- 2 ГОСТ 27.002-89. Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – Введ. 1990-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1990.— 32 с.

ASSESSMENT AND CALCULATION OF THE ALLOWABLE RESIDUAL RESOURCE OF FUTER DEPENDING ON THERMOPHYSICAL AND STRENGTH CHARACTERISTICS

Nikiforov Aleksandr Stepanovich, d.t.s., professor
Prikhodko Evgenii Valentinovich, assistant professor, c.t.s.
Kinzhibekova Akmaral Kabidenovna, c.t.s.
Karmanov Amangel'dy Erbolovich, PhD

Pavlodar State University of Toraigyrov,
Pavlodar, Kazakhstan, e-mail: aleke4599@mail.ru, john1380@mail.ru,
akmaral70@mail.ru, aman270685@mail.ru

The article describes a method for estimating the residual resource of high-temperature units based on the statistical data. The developed method allows taking into account the specific conditions of the units' service.

УДК 629.5.054.0

ПУСК ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Павликов Сергей Алексеевич, доцент, канд. техн. наук

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: sergeypavlikov@mail.ru

Разработана программа пуска главного двигателя для микропроцессорного контроллера LOGO! Указаны условия, необходимые для успешного выполнения процедуры пуска и действия, выполняемые при этом программой. Указаны также действия программы при неудачном пуске и останове главного двигателя

Увеличение тоннажа мирового флота и сокращение экипажей морских судов потребовало увеличить автоматизацию судов и создать более совершенные средств управления силовыми установками. Этому стремлению способствует повсеместное внедрение компьютеров и микроконтроллеров.

Целью данной работы является изучение и составление схемы-алгоритма запуска главного двигателя посредством логического контроллера Siemens LOGO!, изучение процессов удачного и неудачного пуска, останова ГД.

В данной работе контур управления ГД реализован с помощью одного микроконтроллера Siemens LOGO! с одним блоком расширения, программа для которого написана при помощи программного обеспечения Siemens LOGO! Soft Comfort. Микроконтроллер (далее МК) имеет 7 задействованных дискретных входа И1-И7, и два аналоговых входа АИ1, АИ2. Так же МК имеет 7 выходов Q1-Q7 см. рис1.

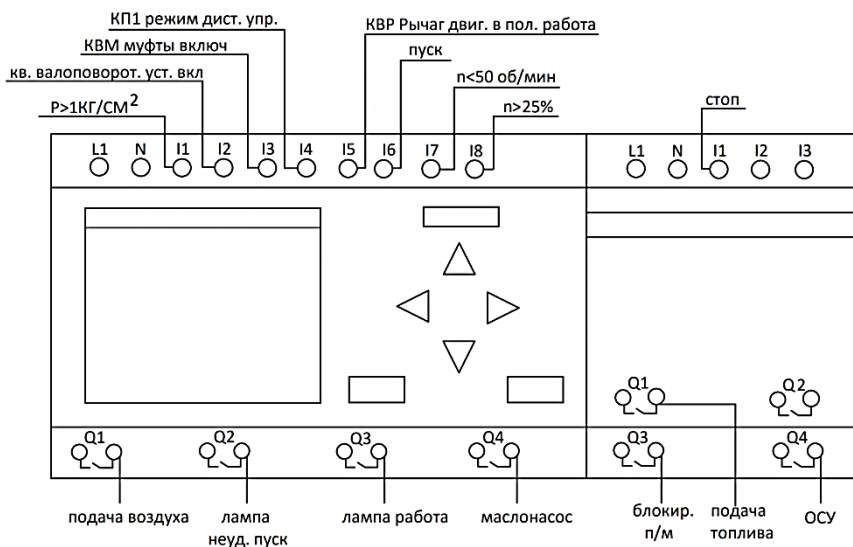


Рис1 Схема подключения внешних устройств к микропроцессорному контроллеру

МК имеет входы И1 (который считывает, давление масла в системе), И2(считывает, состояние ВПУ(вкл-выкл)), И3(считывает, включен ли контактор включения муфты- КВМ муфты), И4(Считывает, включен ли режим дистанционного управления), И5(считывает, находится ли рычаг двигателя в положении работа), И6 (фиксирует сигнал с кнопки ПУСК), И7 и И8(считывает обороты двигателя, в об/мин и % от номинальных, соответственно). На расширительном блоке задействован 1 вход И1, считывающий сигнал с кнопки СТОП. Так же МК имеет выходы Q1(отвечает за подачу воздуха), Q2(отвечает за работу лампы НП), Q3(отвечает за лампу «работа»), Q4(отвечает за работу маслонасоса РМН). У блока расширения задействованы выходы Q1(отвечает за подачу топлива), Q3(отвечает за блокировку пневмомуфты п/м) и Q4(отвечает за установку электромагнита на нулевую подачу топлива ОСУ). Схема программы пуска главного двигателя изображена на Рис.2

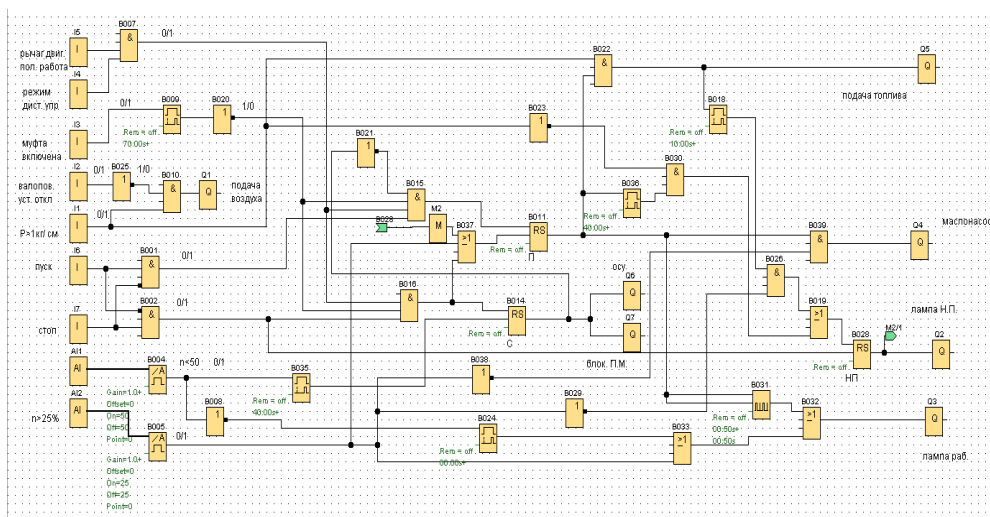


Рис.2 Программа пуска Г.Д.

На входы I1-I6 базового модуля микропроцессорного контроллера и на вход I1 модуля расширения поступает напряжение питания с соответствующего контакта, который соединительным модулем коммутационной схемы преобразуется в логический ноль или логическую единицу и далее в таком виде проходит в схему. На входы I7 и I8 поступают аналоговые сигналы AI1 и AI2 напряжением из диапазона 0-10 В, которое пропорционально оборотам главного двигателя (ГД) и отношению в процентах оборотов ГД к номинальным. С выходов Q1, Q4 базового модуля микропроцессорного контроллера и Q1, Q3, Q4 модуля расширения поступают напряжения на катушки магнитных пускателей соответствующих исполнительных механизмов. К выводам Q2, Q3 базового модуля подключены лампы неудачного пуска и работа при удачном пуске.

МК обуславливает работу ГД в 3 режимах:

Удачный пуск, фиксируется постоянным горением Лампы «Работа», подключенной к выводу Q3

Неудачный пуск, фиксируется загоранием лампы Неудачного пуска, подключенной к выводу Q2. Срабатывает при следующих условиях:

А) Давление масла не достигает 1 кг/см^2 за 60 с работы РМН

Б) За 10 секунд пуска ГД сжатым воздухом ГД не набирает стартовых оборотов ($n < 25\%$)

Выведение из режима НП осуществляется нажатием на кнопку СТОП

Останов, осуществляется нажатием кнопки «СТОП» фиксируется затуханием лампы «Работа»

Для начала процедуры пуска двигателя необходимо выполнение ряда условий.

Во первых переключатель режима управления главного двигателя должен быть установлен в положение дистанционного управления, при этом на входах I4 и I5 появляется логическая единица. В результате на выходе логического элемента В007 и на одном из входов элемента В016 также появляется логическая единица, что необходимо для установки триггера памяти пуск.

Во вторых должно быть отключено валоповоротное устройство. На выходе элемента I2 остается логический ноль, следовательно на выходе элемента В026 и на входе В010 появляется логическая единица, что необходимо для включения подачи воздуха в цилиндры главного двигателя при достижении давления масла в системе смазки 1 кг/см^2 .

В третьих муфта подключения главного двигателя к валу движительной системы должна быть отключена. При этом на выходе I3 остается логический ноль, на входе и выходе реле времени В009 остается логический ноль и следовательно на выходе логического элемента НЕ присутствует логическая единица и на очередном входе логического элемента В015 появляется логическая единица, что необходимо для установки триггера памяти пуск после нажатия кнопки пуск главного двигателя.

ПУСК

При выполнении условий пуска и при отсутствии блокирующего сигнала СТОП нажатием кнопки ПУСК подается сигнал логическая единица через блоки В001 и В015 на вход установки RS триггера (блок В011)-память команды пуск (ПКП), фиксирующий команду пуск. Логическая единица с блока В011 через элемент И (блок В039) поступает на выход Q4 микропроцессорного контроллера в результате на катушку контактора включения маслонасоса (РМН) поступает напряжение и начинается предпусковая прокачка смазочного масла. Одновременно 1-сигнал поступает на вход генератора прямоугольных импульсов и через элемент ИЛИ (блок В032) пульсирующее напряжение поступает на лампу РАБОТА (ЛР) включая ее пульсирующее свечение. При достижении давлением масла нормального уровня ($P > 1 \text{ кг/см}^2$) срабатывает датчик предпусковой подачи масла (ДППМ), 1-сигнал с выхода соединительного блока I1 через элементы И (блоки В022 и В010) поступают на выходы Q1 и Q6. Через соответствующие контакторы напряжения подаются на клапан пускового воздуха (КПВ) и пусковой клапан топлива (ПКТ). Таким образом при срабатывании ДППМ включается подача пускового воздуха и открывается подача топлива. Запуск дизеля контролируется по частоте вращения. При успешной попытке запуска и наборе дизелем пусковой частоты вращения с аналогового входа AI2 через аналоговый компаратор поступает 1-сигнал, соответствующий частоте, на 25% превышающей номинальную ($n > 25\%$). Этот сигнал с одной стороны через элементы ИЛИ (блоки В033 и В032) проходит на ЛР, переключая ее в режим

постоянного свечения, с другой стороны через блок В037 поступает на вход сброса триггера ПКП, отключая все пусковые устройства. Тем самым фиксируется состояние пуска ГД завершен.

НЕУДАЧНЫЙ ПУСК

Контроль выполнения пусковых операций осуществляется цепью установки RS триггера памяти неудачного пуска (ПНП), которая через элемент ИЛИ (блок В019) объединяет две контрольные ветви:

ветвь контроля прокачки, включающая ДППМ, соединительный блок П, элемент И (блок В022), элемент задержки появления сигнала 10с (блок В018), элемент И (блок В026), элемент ИЛИ (блок В019);

ветвь контроля запуска, в которую входят соединительный аналоговый блок А12, аналоговый компаратор (блок В005), инвертор (блок В029), элемент И (блок В026), элемент ИЛИ (блок В019).

При подаче сигнала для включения РМН RS-триггер «Пуск» (В011), так же подает сигнал на элемент задержки (В036), который отсчитывает задержку на достижение рабочего давления масла, по истечении этой задержки сигнал проходит дальше на элемент И(В030), который так же считывает сигнал с НЕ-элемента(В023), соединенного со входом П, и фиксируя момент достижения рабочего давления масла. В случае если на В030 поступает два сигнала 1(давление масла не достигло необходимого значения за данное время), то В030 подает сигнал на элемент ИЛИ(В019) который в свою очередь «взводит» RS-триггер «неудачный пуск» (В028).

В момент включения подачи топлива В022 подает сигнал так же на задержку (В018), которая отсчитывает время на набор ГД пусковых оборотов. После задержки сигнал идет дальше на элемент И(В026). На В026 так же идет сигнал с элемента НЕ(В029), получающего сигнал с элемента В005. В005 считывает информацию с аналогового входа А12, который фиксирует обороты ГД, и подает сигнал 1 при достижении оборотами значения 25% от номинала. При поступлении на В026 двух сигналов 1(Обороты не достигли 25% от номинальных за заданное время), В026 подает сигнал 1 на элемент ИЛИ(В019), который, в свою очередь, «взводит» RS-триггер неудачного пуска (В028).

При наступлении одного из вышеописанных сценариев включается режим неудачного пуска, который отключается только при нажатии на кнопку СТОП.

«Взведенный» RS-триггер «НП» подает сигнал на выход Q2, чем включает лампу НП, а так же через флаг М2 и ИЛИ(В037) сбрасывает RS-триггер «пуск»(В011), чем блокируется пуск ГД до снятия режима НП. Нажатием на кнопку СТОП (I7) через И(В002) сигнал 1 идет на сброс RS-триггера «НП». Данным действием осуществляется выход из состояния НП.

ОСТАНОВ

Условиями выполнения команды останова ГД являются все указанные выше необходимые условия выполнения команды ПУСК. Включение режима останова ГД производится путем нажатия кнопки СТОП, при этом 1-сигнал с выхода соединительного блока I7 через элементы И (блоки В002 и В016) поступает на вход сброса триггера В011 (отключение ПКП) и на вход установки триггера В014 (включение памяти команды стоп-ПКС), фиксируя поступление команды стоп. Сигнал со входа I7 попадает на элементы И (В001, В002), чем блокируется включение режима ПУСК. С элемента В002 сигнал попадает на «сброс» RS-триггера ПКП (В028), чем отключается режим нормального пуска, если таковой был включен. Кроме того 1-сигнал с выхода ПКС через элемент НЕ (блок В021) и элемент И (блок В015) сбрасывает триггер ПКП чем блокируется исполнение пуска на период останова ГД. Этот же сигнал поступает на выходы Q6 и Q7, напряжение с которых подается на электромагнит ОСУ, устанавливая регулятор частоты вращения на нулевую подачу топлива, и на блокировку включения муфты до завершения останова дизеля. ГД начинает останавливаться. В завершении стадии останова, когда обороты дизеля становятся меньше 50об/мин, 1-сигнал с аналогового соединительного входа и аналогового компаратора с задержкой 40с поступает на вход сброса RS триггера ПКС и приведение схемы управления в исходное состояние готовности к пуску. Одновременно с появлением команды стоп дизеля происходит

сброс RS триггера (блок В028), с выхода которого 0-сигнал через элементы М и ИЛИ снимает 1-сигнал со входа сброса RS триггера ПКП, а также гаснет сигнальная лампа нп, если она светила.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Бобраков В.Ф. Электронные системы дистанционного автоматизированного управления силовыми установками судов флота рыбной промышленности : Учебное пособие. – Калининград : ВИПК Минрыбхоза СССР, 1987, 88с.

MAIN ENGINE START

Pavlikov Sergey Alekseevich, Associate Professor, Ph.D. tech. of sciences

Baltic State Academy of the Fishing Fleet of FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: sergeypavlikov@mail.ru

Increasing the tonnage of the world fleet and reducing the crews of ships required an increase in ship automation and the creation of more sophisticated controls for power plants. This aspiration is facilitated by the widespread introduction of computers and microcontrollers. The purpose of this work is to study and draw up a scheme for the start-up of the main engine using the Siemens LOGO! Logic controller, to study the processes of successful and unsuccessful start and stop of the main engine LOGO.

УДК 629.12.03

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ДВУХИМПУЛЬСНОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Русаков Сергей Михайлович, канд. техн. наук, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: sm_rusakov@mail.ru

Цель моделирования заключалась в оптимизации параметров элементов системы двухимпульсного регулирования частоты вращения судового дизель-генератора для улучшения работы в переходных режимах. Новизна состоит в том, что при моделировании учтена сложная динамика приводного дизеля с турбонаддувом. Модели выполнены с представлением передаточных функций в виде удобном для их оперативной подстройки по экспериментальным данным. Определены параметры элементов системы регулирования, обеспечивающие улучшение динамики работы системы регулирования и снижение перегрузки приводного двигателя синхронного генератора

В условиях роста энерговооруженности рыбопромысловых и транспортных судов обеспечение требуемого качества электроэнергии на судах остается актуальной задачей. Отклонение частоты тока судовой сети ухудшает условия и снижает надежность работы потребителей. Использо-

мые в настоящее время системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых дизель-генераторов в основном работают по принципу обратной связи (по отклонению). Это, прежде всего, связано с широким распространением надежных и компактных гидравлических регуляторов частоты вращения (РЧВ) типа UG-8 и подобных, конструкция которых не рассчитана на ввод дополнительного импульса по нагрузке. В электронных цифровых РЧВ также практически не встречается двухимпульсное регулирование. Причина этого заключается в усложнении конструкции РЧВ, в дополнительных затратах, связанных с использованием датчика активного тока (мощности) и определением параметров компенсатора нагрузки.

При разработке и настройке САРЧ необходимо учитывать динамические свойства приводного двигателя - судового дизеля. Современные судовые дизельные двигатели - высокофорсированные, с турбонаддувом, что значительно ухудшает их динамические свойства. В результате снижается качество работы САРЧ: возрастает колебательность и длительность переходных процессов. В процессе регулирования частоты вращения при существенном увеличении нагрузки частота вращения падает, интенсивно повышается топливоподача, воздуха по причине инерционности турбокомпрессора не хватает, двигатель перегружается, происходит перерасход топлива. Частота вращения восстанавливается с замедлением и колебаниями. Ввод в такой системе дополнительного компенсирующего воздействия по нагрузке позволяет существенно улучшить динамические свойства САРЧ. С учетом указанных обстоятельств и результатов анализа схем САРЧ, была разработана структурная схема модели САРЧ с двухимпульсным регулированием ЧВ судового дизель-генератора (рис. 1). На схеме обозначены:

- Set_Point – блок задания частоты вращения;
- PD_Gov – пропорционально-дифференциальный РЧВ;
- Adj_PD_Gov – блок настроечных параметров РЧВ;
- PID_Gov_Act – пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор положения топливной рейки двигателя;
- Adj_PID_Gov_Act – блок настроечных параметров регулятора положения топливной рейки двигателя;
- Amp – усилитель;
- Actuator – электрический исполнительный механизм (электромагнитного типа);
- Comp – компенсатор возмущения (нагрузки), содержащий датчик (измеритель) активной мощности и формирователь компенсирующего воздействия (импульса по нагрузке);
- L_Mod – блок моделирования нагрузки;
- Eng_TC – приводной двигатель с турбонаддувом.

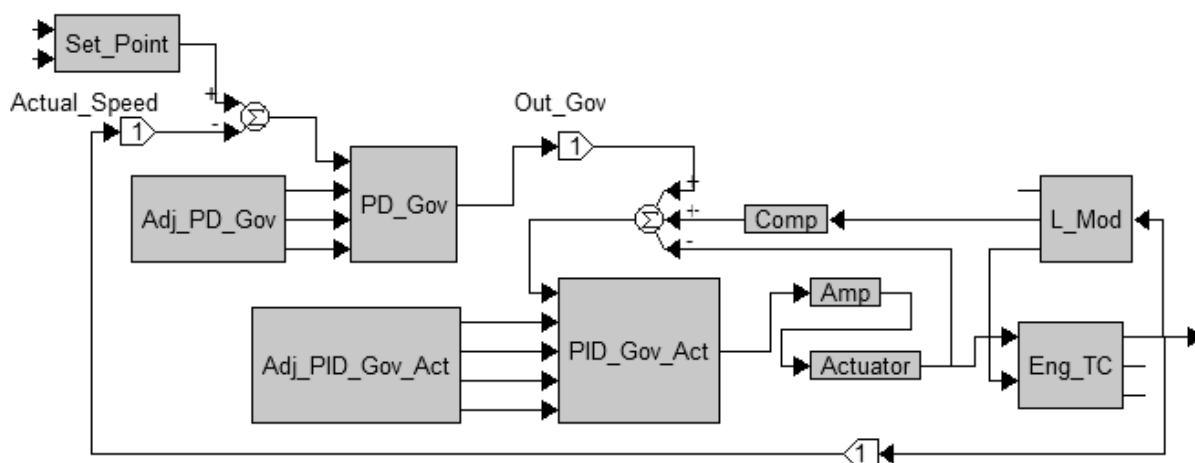


Рис. 1 Структурная схема модели САРЧ с двухимпульсным регулированием ЧВ судового дизель-генератора

Моделирование динамических элементов системы выполнено в пакете Vissim с представлением передаточных функций в виде комбинации сумматоров, интеграторов и блоков перемножения [1]. Этот способ позволяет выделить в отдельные блоки настраиваемые коэффициенты моделей и ускорить процесс адаптации моделей к реальным объектам. В качестве примера на рис. 2

приведена модель исполнительного устройства (Actuator), передаточная функция которого $W_A(s)$ представляет из себя два последовательно соединенных инерционных звена первого порядка:

$$W_A(s) = \frac{k_e}{T_e s + 1} \cdot \frac{k_m}{T_m s + 1}$$

где k_e, k_m - статические коэффициенты передачи исполнительного устройства;

T_e, T_m - электромагнитная и механическая постоянные времени исполнительного устройства.

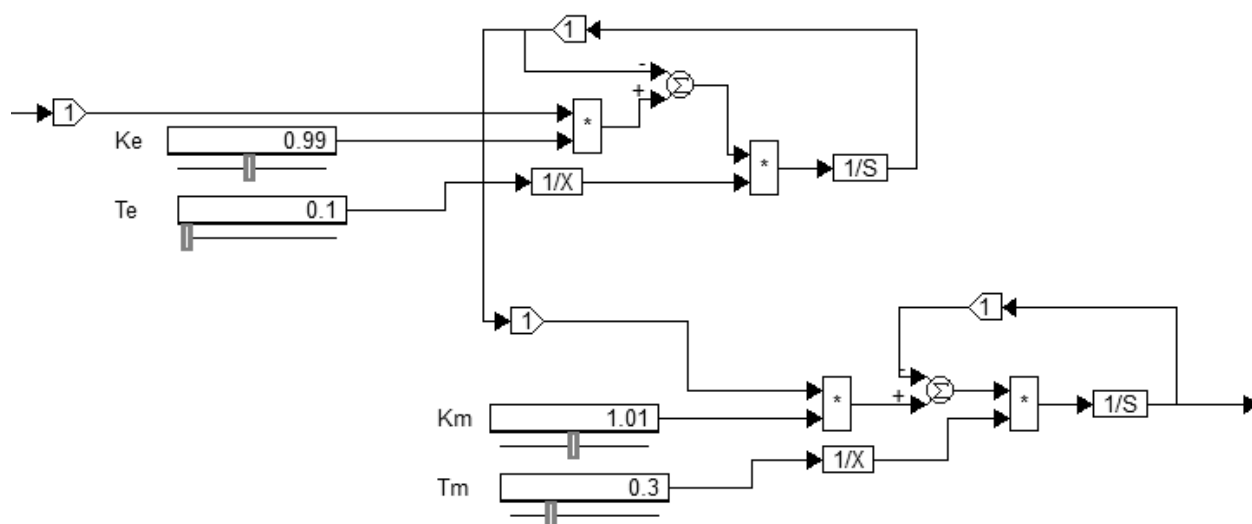


Рис. 2 Структурная схема модели исполнительного устройства (Actuator)

За основу модели приводного двигателя Eng_T генератора была взята линеаризованная математическая модель дизеля с турбонаддувом в виде системы дифференциальных уравнений [2]. В отличие от главного двигателя, у дизель-генератора, как объекта управления с регулируемым параметром в виде частоты вращения, более сложное влияние нагрузки на работу двигателя. В этом случае необходимо учитывать динамические свойства синхронного генератора, других параллельно работающих генераторных агрегатов, подключенных потребителей электроэнергии и системы автоматического регулирования напряжения (САРН). Момент инерции дизель-генератора складывается из моментов инерции вращающихся масс двигателя и ротора синхронного генератора. Момент сопротивления зависит не только от параметров дизеля (частота вращения, определяющая механические потери в двигателе, давление наддува), но и от параметров генератора и потребителей электроэнергии (электромагнитная мощность, угол θ , частота тока, индуктивное и активное сопротивление нагрузки).

Для упрощения блока моделирования нагрузки L_Mod приняты следующие допущения: рассматривается одиночная работа дизель-генератора, момент сопротивления M_c на валу приводного двигателя складывается из потерь на трение, пропорциональных ЧВ, и момента сопротивления со стороны синхронного генератора M_e (электромагнитного момента) при изменении его нагрузки, имеющей активный характер. Момент M_e приближенно можно представить в линеаризованном виде [3]:

$$M_e = C \cdot \omega + \delta \cdot \theta$$

где C - коэффициент, определяющий асинхронный момент синхронного генератора;

ω - частота вращения (отклонение от установившегося значения);

δ - коэффициент жесткости угловой характеристики синхронного генератора;

θ - угол между напряжением на шинах и положением ротора СГ (угол нагрузки).

Структурная схема блока моделирования нагрузки L_Mod представлена на рис. 3. На схеме обозначены:

Pow_Act – изменение нагрузки дизель-генератора;
 Pow_Act_Comp – выходной сигнал датчика активной мощности;
 M_c – изменение момента сопротивления на валу приводного двигателя;
 $Deriv_Lim$ – блок дифференцирования с ограничителем для определения знака и величины изменения ЧВ;
 $Inert_Integr$ – блок интегрирования с инерционным звеном для определения угла θ и составляющей электромагнитного момента по углу θ ;
 $Inert$ – инерционное звено для определения асинхронного момента синхронного генератора;
 Pow_Act – блок формирования составляющей M_c и сигнала Pow_Act_Comp при изменении нагрузки дизель-генератора;
 Adj_Gain – блок дополнительной подстройки составляющих M_c в виде набора пропорциональных звеньев.

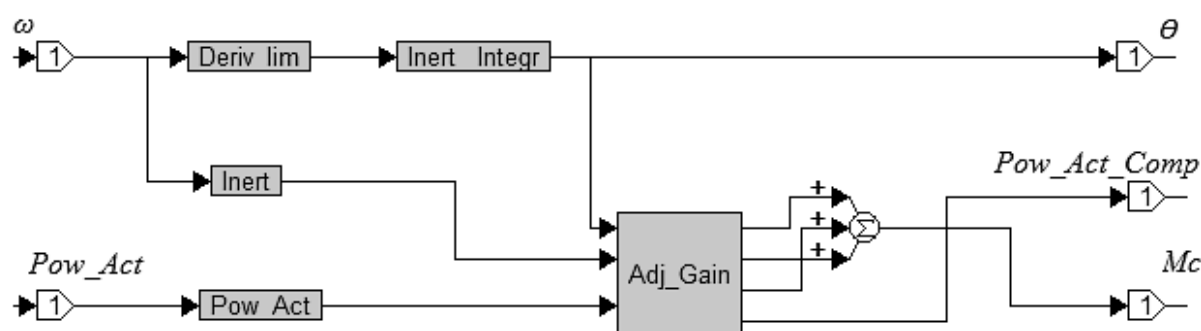


Рис. 3 Структурная схема блока моделирования нагрузки L_Mod

Постоянные времени и коэффициенты усиления модели дизель-генератора и блока моделирования нагрузки L_Mod установлены из условия соответствия переходных функций модели переходным функциям реального судового дизель-генератора мощностью 400 кВт как по каналу нагрузочного воздействия (возмущению), так и по каналу управляющего воздействия.

РЧВ PD_Gov САРЧ обеспечивает статическое регулирование частоты вращения, являющееся одним из условий устойчивой параллельной работы судовых дизель-генераторов.

ПИД – регулятор PID_Gov_Act предназначен для точного и быстрого позиционирования топливной рейки двигателя.

Для сокращения времени настройки применены отдельные блоки настроечных параметров Adj_PD_Gov и Adj_PID_Gov . Такое представление соответствует практическому исполнению регуляторов.

Посредством указанных блоков настраиваются следующие параметры:

k_p – коэффициент пропорциональности ПД - и ПИД - регуляторов;

T_v, T_f – постоянные времени дифференцирования и низкочастотного фильтра ПД – регулятора;

T_n, T_v, T_f - постоянные времени интегрирования, дифференцирования и низкочастотного фильтра ПИД – регулятора.

Постоянная времени T_f низкочастотного фильтра реального дифференцирующего устройства обеспечивает возможность дополнительного воздействия на процесс регулирования, уменьшая всплеск воздействия по производной.

При оптимизации настроечных параметров регуляторов использован метод их последовательного изменения в направлении уменьшения отклонения реакции от задающего воздействия ступенчатой формы с контролем устойчивости САРЧ и ограничением величины управляющего воздействия. Метод заключается в следующем [4]:

В процессе поиска оптимальных параметров настройки регуляторов моделирование осуществлялось в режиме автозапуска [5].

На Рис. 4 приведены переходные характеристики дизель-генератора при набросе нагрузки: 1 – частота вращения вала двигателя при работе с синхронным генератором; 2 - частота вращения вала двигателя при нагружении постоянным моментом сопротивления; 3 - частота вращения турбокомпрессора; 4 -давление наддува; 5 - угол θ .

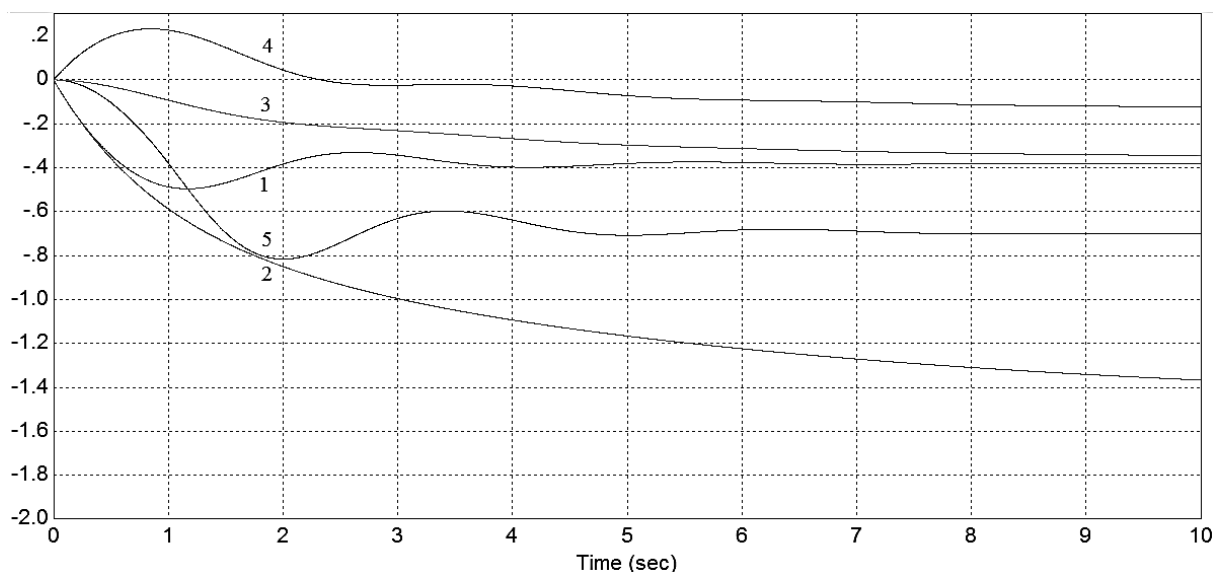


Рис. 4 Переходные характеристики дизель-генератора при набросе нагрузки без регулятора частоты вращения

Выходные сигналы элементов системы позиционирования топливной рейки при входном ступенчатом воздействии представлены на рис. 5, где обозначено: 1- сигнал на выходе ПИД – регулятора PID_Gov_Act положения топливной рейки двигателя; 2 – сигнал на выходе усилителя Amp; 3 – сигнал на выходе электрического исполнительного механизма Actuator (положение топливной рейки); 4 – сигнал на выходе последовательно соединенных усилителя Amp и электрического исполнительного механизма Actuator при отсутствии регулятора перемещения топливной рейки.

В качестве модели усилителя Amp использована модель в виде инерционного звена первого порядка. Постоянные времени и статические коэффициенты передачи усилителя и исполнительного механизма определены по экспериментальным данным. В динамических свойствах усилителя и исполнительного механизма учтено время реакции на широтно-модулированный сигнал, который поступает с регулятора положения топливной рейки двигателя PID_Gov_Act. Такой же сигнал подается и с регулятора частоты вращения PD_Gov на усилитель Amp и исполнительный механизм Actuator, когда не используется система позиционирования топливной рейки с обратной связью.

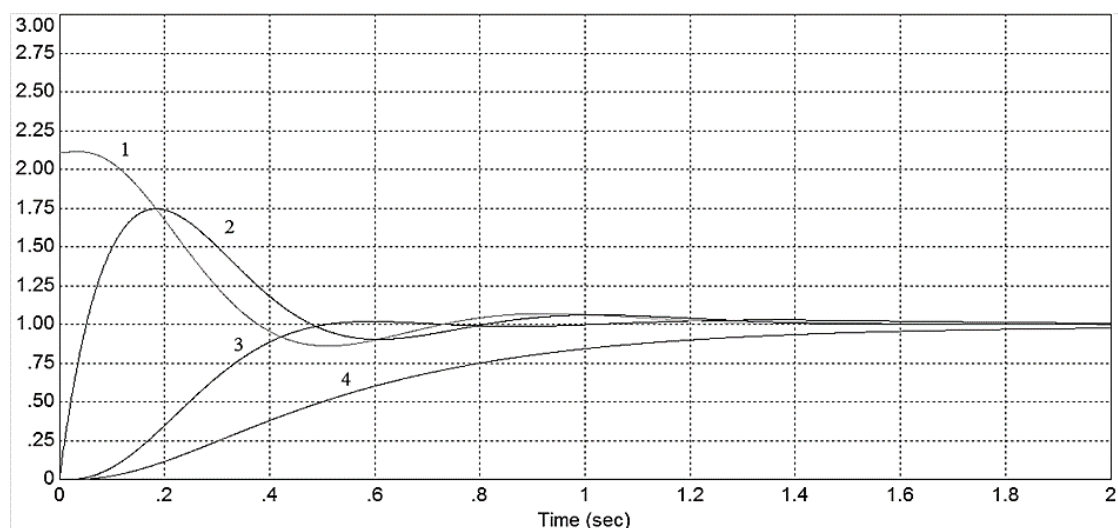


Рис. 5 Выходные сигналы элементов системы позиционирования топливной рейки

Компенсатор возмущения (нагрузки) $Comp$ рассчитан на подавление действия возмущения в статическом режиме и представляет собой пропорциональное звено с настраиваемым коэффициентом передачи.

Изменение параметров генераторного агрегата и САРЧ без компенсатора возмущения при набросе нагрузки представлено на рис. 6, где обозначены: 1 - переходная характеристика САРЧ без компенсатора возмущения; 2 - переходная характеристика дизель-генератора без регулятора частоты вращения; 3, 4, – переходные процессы изменения частоты вращения вала турбокомпрессора и давления наддува при работе дизель-генератора в составе САРЧ; 5 – переходный процесс изменения угла θ .

В зависимости от показателей качества регулирования после мгновенного сброса или наброса номинальной нагрузки установлены четыре класса точности САРЧ [6]. Для дизелей с газотурбинным наддувом ограничиваются допускаемые мгновенные значения набрасываемой нагрузки величиной 50% от номинальной. В этом случае по забросу частоты вращения (кривая 1, рис. 6) $\delta_d = 0,21 \times 50\% = 10,5\%$ САРЧ с компенсатором возмущения относится к 4 классу точности. По длительности переходного процесса $\tau = 5$ с, определяемой как время, начиная с которого отклонение ЧВ не выходит за пределы допуска, равного 1%, САРЧ можно отнести к 3 классу точности. Переходный процесс также характеризуется повышенной колебательностью с затуханием за период $\psi = 0,5$. Невысокое качество САРЧ без компенсатора возмущения обусловлено не только сложной динамикой дизеля с турбонаддувом и ограничением управляющих воздействий по величине, но и необходимостью обеспечить требуемые свойства САРЧ в статическом режиме. При увеличении нагрузки на 50% статическая погрешность $\delta_{st} = 0,09 \times 50\% = 4,5\%$, что меньше максимального значения равного 5%. Снижение δ_{st} до величины 3% при суммарном 100% значении нагрузки возможно только за счет увеличения коэффициента пропорциональности ПД - регулятора ЧВ. При этом резко возрастает колебательность переходного процесса и его длительность увеличивается до $\tau = 10,5$ с.

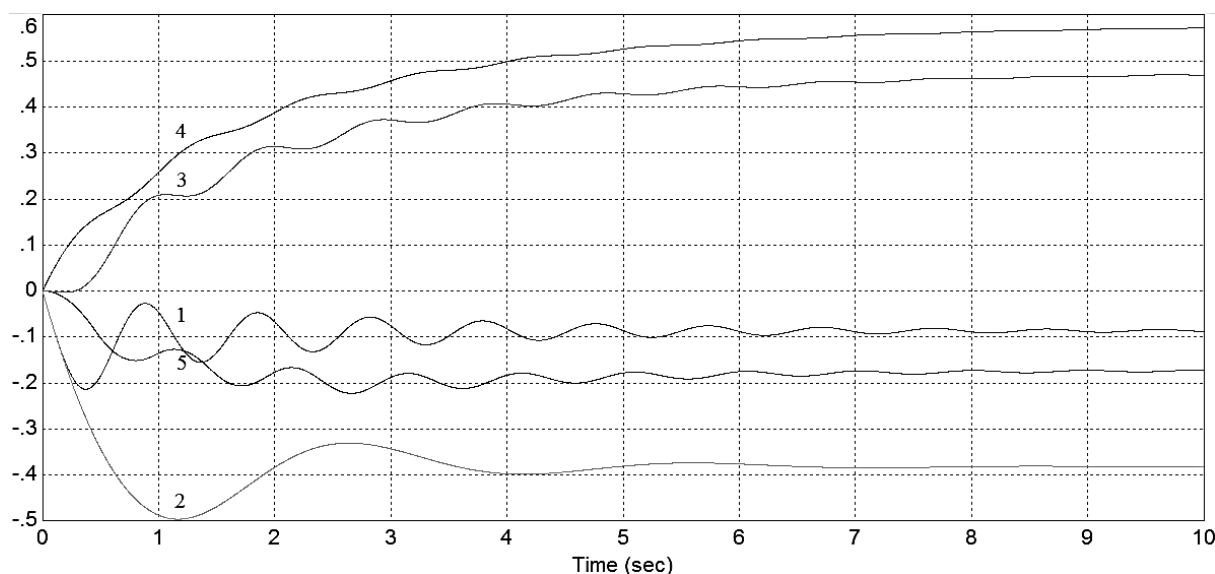


Рис. 6 Переходные характеристики дизель - генератора и САРЧ при набросе нагрузки без компенсатора возмущения

Переходные процессы генераторного агрегата и САРЧ с компенсатором возмущения при 50% набросе нагрузки представлены на рис. 7 (цифровые обозначения параметров соответствуют принятым на рис. 6). Кривые переходных процессов показывают значительное улучшение динамических свойств САРЧ в целом и работы приводного двигателя с турбокомпрессором. Заброс частоты вращения $\delta_d = 0,17 \times 50\% = 8,5\%$; длительность переходного процесса $\tau = 1,3$ с; коэффициент $\psi = 0$ (процесс регулирования аperiodический). Процессы изменения частоты вращения вала турбокомпрессора (3) и давления наддува (4) также протекают без колебаний. Угол нагрузки θ (кривая 5) и, соответственно, электромагнитная мощность синхронного генератора сначала плавно уменьшаются, а затем с ростом топливоподачи и мощности приводного двигателя постепенно

увеличиваются до значения выше исходного. Коэффициент передачи компенсатора возмущения в данном случае взят таким, чтобы осуществлялось астатическое регулирование ЧВ при статическом основном ПД – регуляторе.

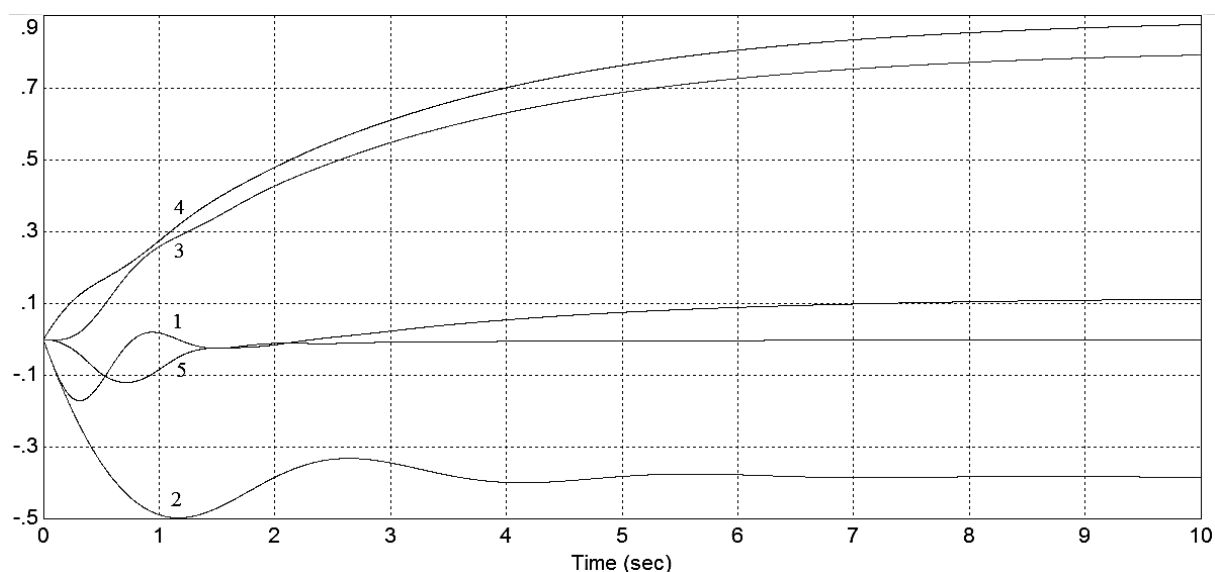


Рис. 7 Переходные характеристики дизель-генератора и САРЧ при набросе нагрузки с компенсатором возмущения

Сигнал компенсатора возмущения (нагрузки) может подаваться и на вход усилителя (на рис. 1 - A_{mp}). Конструктивно это реализовать несколько сложнее, так как во многих случаях дополнительный настраиваемый вход в усилителях отсутствует. В случае необходимости подавления возмущений и в динамическом режиме компенсатор возмущения должен быть представлен в виде реального форсирующего звена первого или второго порядка. Поэтому компенсатор возмущения и сумматор целесообразно выполнить на том же программируемом логическом контроллере, на котором реализованы ПД – регулятор частоты вращения и ПИД - регулятор положения топливной рейки двигателя.

Применение компенсатора возмущения при обеспечении требуемого статизма регулирования позволяет повысить запас устойчивости САРЧ за счет уменьшения коэффициента пропорциональности регулятора ЧВ.

Результаты моделирования также показывают, что в процессе регулирования ЧВ и с использованием компенсатора возмущения определенное время (8 – 9 с, как следует из кривых изменения давления наддува и ЧВ турбокомпрессора на рис. 6 и рис. 7) приводной двигатель работает с недостаточным давлением воздуха и перегрузкой. Полностью исключить перегрузку приводного двигателя синхронного генератора в переходных режимах работы можно за счет ограничения топливopодачи в зависимости от давления наддува, как это делается в РЧВ главных двигателей. Однако это связано со значительным ухудшением динамических свойств САРЧ.

В судовых электростанциях (СЭС) обычно используется несколько дизель-генераторов. Система управления СЭС, получив запрос на пуск мощного потребителя, может создать запас мощности, подключив резервный дизель-генератор. За счет этого также снижается перегрузка приводных двигателей и обеспечивается качество работы САРЧ. Но и в этом случае использование компенсатора возмущения позволит улучшить динамику работы САРЧ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Певзнер Л.Д. Теория систем управления. – М.: Лань, 2013. – 380 с.
- 2 Исаков Л. И. Комплексная автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок / Л. И. Исаков, Л. И. Кутын. – Л.: Судостроение, 1984. – 367 с.
- 3 Краснов В.В. Основы теории и расчета судовых электроэнергетических систем: Моделирование для исследования специальных режимов / Мещанинов П.А., Мещанинов А.П. - Л.: Судостроение, 1989. – 328 с.

4 Пипченко А.И. Судовые автоматизированные тепло- и электроэнергетические установки / Пономаренко В.В., Савельев А.В., Шевченко В.А. – Одесса: ТЭС, 2011. -394 с.

5 Дьяконов В.П. VisSim + Mathcad + MATLAB. Визуальное математическое моделирование. – М.: СОЛОН – Пресс, 2004. – 384 с.

6 ГОСТ 10511. Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных дизелей. Общие технические требования.

MODELING OF A TWO-PULSE SYSTEM AUTOMATIC REGULATION OF ROTATION FREQUENCY SHIP DIESEL GENERATOR

Rusakov Sergey Mikhailovich, cand. tehn. sciences, Head of the Department EAS

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: sm_rusakov@mail.ru

The purpose of the simulation was to optimize the parameters of the elements of the dual-pulse frequency control system of the ship diesel generator to improve the diesel generator operation in transient conditions. The novelty lies in the fact that the modeling took into account the complex dynamics of the drive diesel with turbocharging, the models are made with the representation of transfer functions in the form of convenient for their operational adjustment based on experimental data. The parameters of the elements of the regulatory system are determined to ensure the improvement of the dynamics of the regulatory system and reduce the overload of the synchronous generator drive motor.

УДК 620.91/.98(470.26)

ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДЛЯ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ СТОЧНЫХ ВОД КАЛИНИНГРАДСКОЙ ОБЛАСТИ

Селин Виктор Васильевич, канд. техн. наук, профессор
Юрков Сергей Валерьевич, доцент
Беркова Елена Анатольевна, старший преподаватель

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: viktor.selin@klgtu.ru, sergej.yurkov@klgtu.ru,
elena.berkova@klgtu.ru

Исследуются возможности термической переработки избыточного активного ила, образующегося в процессе очистки канализационных сточных вод на очистных сооружениях Калининградской области. Предложены варианты теплоэнергетических систем с газогенераторными установками. Спроектирован газогенератор обращенного процесса газификации. Разработаны принципиальные тепловые схемы энергетических установок на базе паровой и газовой турбин

В муниципальных образованиях Калининградской области уже на протяжении ряда лет ведется строительство новых и реконструкция действующих канализационных очистных сооруже-

ний. Эти мероприятия проводятся в рамках Федеральной целевой программы развития Калининградской области на период до 2020 года [1] при сотрудничестве со странами Европейского союза с целью снижения вредного воздействия на акваторию Балтийского моря и улучшения экологической обстановки в Калининградской области и на приграничных территориях сопредельных государств.

По данным [2] на сегодняшний день канализационные очистные сооружения уже имеются практически во всех крупных городах нашей области. Их общая производительность составляет 285,5 тыс. м³ сточных вод в сутки. В этом году планируется достроить очистные сооружения в г. Светлый на 9 тыс. м³/сут.

В канализационную сеть большинства городов региона поступают хозяйственно-бытовые стоки, сточные воды от промышленных предприятий и, частично, ливневые воды. Очистка сточных вод, поступающих на канализационные очистные сооружения, осуществляется в основном в три этапа, которые включают механическую, биологическую и физико-химическую очистку.

Структурная схема очистки сточных вод на объединенных канализационно-водопроводных очистных сооружениях курортной группы городов (АО «ОКОС») в поселке Заостровье показана на рисунке 1.

В начале сточные воды собираются в приемной камере и по напорным трубопроводам поступают на механическую очистку, где с помощью реечных решеток задерживаются грубые отбросы. После грубой очистки сточные воды проходят решетки тонкой очистки и горизонтальные аэрируемые песколовки. Задержанные на решетках тонкой очистки отбросы совместно с всплывающими из аэрируемых песколовки веществами уплотняются и обезвоживаются в наклонном шнековом транспортере. Обезвоженные отходы по мере их накопления вывозятся на полигон твердых бытовых отходов. Минеральные частицы, в том числе песок, вывозятся на песковые площадки.

После механической очистки сточные воды направляются на биологическую очистку в бассейны перемешивания и аэротенки, в которых кроме того реализуются процессы нитрификации и биологического удаления фосфора. Далее во вторичных отстойниках производится отделение от сточных вод активного ила. Затем сточные воды обеззараживают в контактных резервуарах и самотеком поступают в глубоководный выпуск в Балтийское море.

Избыточный активный ил после вторичных отстойников откачивается насосами для сгущения на шнековых сгустителях. После этого он проходит механическое обезвоживание на ленточных фильтр-прессах. Обезвоженный до 85 % влагосодержания иловый осадок вывозится на площадки компостирования [3].

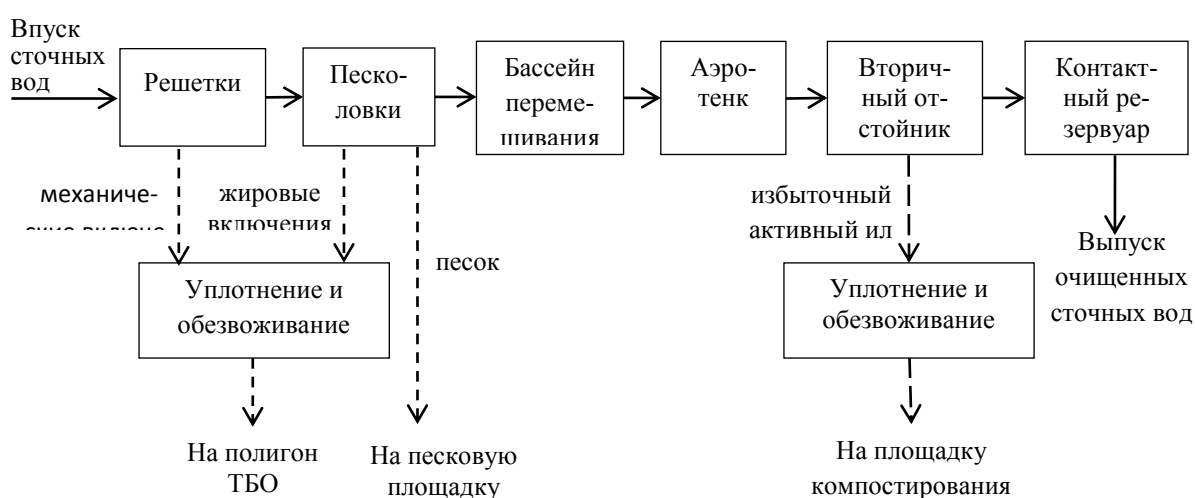


Рис. 1 Структурная схема очистки городских сточных вод

Осадки, образующиеся на очистных сооружениях в процессе очистки сточных вод, содержат органические и минеральные компоненты [4]. В них можно найти многие формы бактерий,

вирусы, большое количество яиц гельминтов. В связи с этим необходима обработка илового осадка для снижения его негативного воздействия на окружающую среду, которая в настоящее время проводится на площадках компостирования или иловых картах. После обработки полученный компост, как правило, используется для благоустройства территории самих предприятий.

В тоже время избыточный активный ил может стать топливом для теплоэнергетических систем очистных сооружений. Это позволит вырабатывать тепловую, а в некоторых случаях и электрическую энергию, для обеспечения собственных нужд и технологических процессов на предприятиях отрасли и снизить затраты на приобретение традиционных топливно-энергетических ресурсов.

К основным способам энергетического использования иловых осадков можно отнести его непосредственное сжигание в печах разной конструкции, производство биогаза в метантенках, газификацию с получением генераторного газа и др. [5,6].

Ранее нами уже были рассмотрены два варианта биоэнергетических установок для АО «ОКОС» с газотурбинной установкой и с паровой турбиной, где в качестве топлива предлагалось использовать биогаз, образующийся в процессе анаэробного сбраживания избыточного активного ила и жидких пищевых отходов в метантенках [7,8].

Однако следует отметить, что объем отходов очистки сточных вод при анаэробном сбраживании не сокращается. Несмотря на то, что из них может быть получено удобрение или компост, в случае отсутствия потребителей значительных объемов органических удобрений, такая переработка нецелесообразна. В этом случае могут быть рекомендованы такие способы утилизации биоотходов, которые позволят многократно уменьшить их объем.

Наиболее совершенный способ энергетической утилизации избыточного активного ила базируются на технологиях его предварительной газификации. Наиболее простым является воздушный метод газификации, при котором газификация сырья происходит за счет кислорода воздуха. Продуктом газификации в этом случае является воздушный генераторный газ с низкой теплотой сгорания, состоящий в основном из окиси углерода CO и водорода H₂ [9].

Для осуществления процесса газификации предлагается использовать газогенератор обращенного процесса [10], главным преимуществом которого является низкое содержание смол в генераторном газе, позволяющее сократить затраты на очистку получаемого газа перед сжиганием в энергетических установках, таких как двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. В котельных установках воздушный генераторный газ может сжигаться без предварительной очистки.

Для очистных сооружений АО «ОКОС» сотрудниками кафедры СЭУ и ТЭ КГТУ выполнено теоретическое обоснование технологии энергетической утилизации избыточного активного ила и разработаны два варианта теплоэнергетических установок на базе спроектированного газогенератора обращенного типа с газификацией в плотном слое. Для выработки энергии первый вариант предполагает использование паросиловой установки, второй – газотурбинной.

Разработка этих теплоэнергетических установок потребовала теоретического анализа и определения состава и энергетических характеристик илового топлива и получаемого в процессе газификации генераторного газа. Расчетная теплота сгорания генераторного газа и его выход на 1 кг илового сырья составили 4745-4954 кДж/нм³ и от 2 до 2,5 нм³/кг (в зависимости от содержания углерода в исходном веществе) соответственно. Спроектированный газогенератор тепловой мощностью 100 кВт показан на рисунке 2.

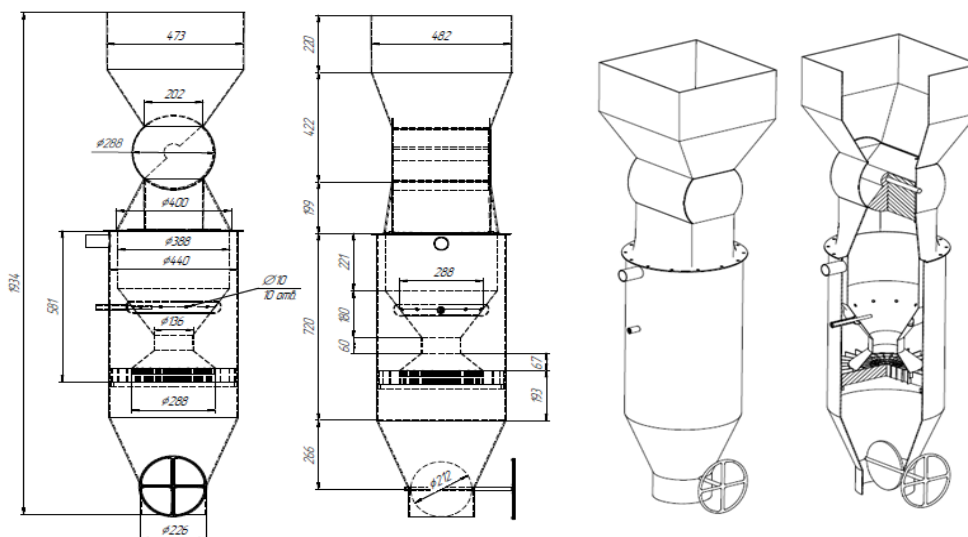


Рис. 2 Общий вид газогенератора тепловой мощностью 100 кВт

Тепловой расчет газогенератора был выполнен для 35% влагосодержания илового сырья. Для обеспечения такого влагосодержания предлагается использовать барабанную сушилку, куда будет поступать для сушки обезвоженный до 85% влагосодержания избыточный активный ил. В первом варианте сушильным агентом являются топочные газы, поступающие в сушилку из парогенератора, во втором варианте – уходящие газы после рекуператора газотурбинной установки (ГТУ).

На Рис. 3 и 4 показаны структурные схемы теплоэнергетической системы для канализационных очистных сооружений с паросиловой установкой и с газотурбинной установкой соответственно.



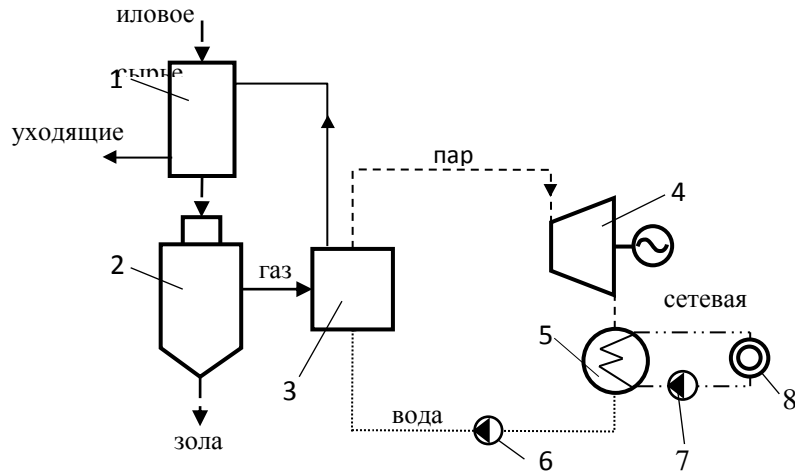
Рис. 3 Структурная схема теплоэнергетической системы канализационных очистных сооружений с паросиловой установкой

Принципиальные тепловые схемы предлагаемых теплоэнергетических установок приведены на Рис. 5 и 6

В первом варианте (рис. 3 и 5) получаемый в газогенераторе газ сжигается в газотрубном паровом котле. Полученный в парогенераторе пар поступает во влажно-паровую микротурбину разработанную ООО НПП «Донские технологии», конденсатор которой является теплообменником системы теплоснабжения. Рабочие параметры пара перед турбиной следующие: температура 160 °С, давление 0,6 МПа. За турбиной давление пара поддерживается на уровне 0,02-0,06 МПа при температуре насыщения 60-85 °С, что позволяет использовать тепловую энергию, полученную при конденсации пара, для отопления и горячего водоснабжения предприятия [11]. По данным разработчиков электрическая мощность турбины составляет 5 кВт, тепловая мощность циркуляционного контура конденсатора – до 70 кВт.



Рис. 4 Структурная схема теплоэнергетической системы канализационных очистных сооружений с газотурбинной установкой

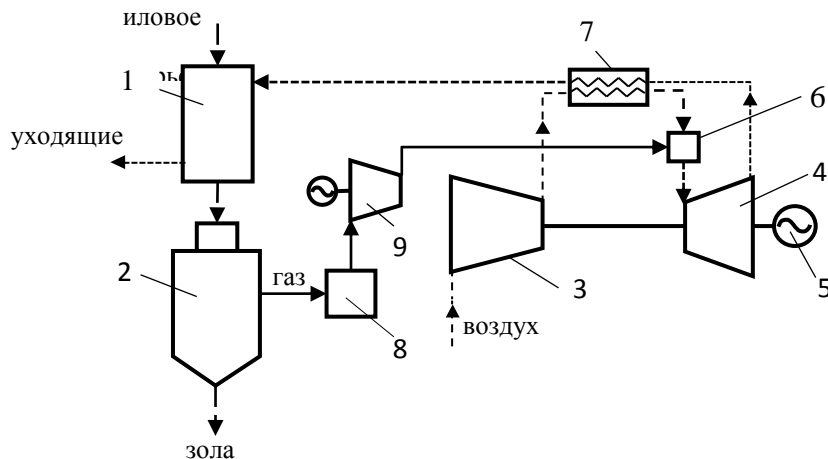


1 – барабанная сушилка; 2 – газогенератор; 3 – парогенератор; 4 – паровая микротурбина; 5 – конденсатор; 6 – питательный насос; 7 – циркуляционный насос; 8 – теплотребитель

Рис. 5 Принципиальная тепловая схема когенерационной установки с паровой турбиной

Во втором варианте (рис. 4 и 6) предварительно охлажденный и очищенный генераторный газ после дожимного компрессора поступает в камеру сгорания газовой турбины. Туда же подается нагретый в рекуператоре сжатый воздух. Горячие газы из камеры сгорания направляются в турбину, где их энергия преобразуются в работу. Выхлопные газы из турбины сначала поступают в рекуператор, затем в сушильный барабан.

Проанализировав существующие турбогенераторы малой мощности, для этой энергетической установки была выбрана микротурбинная установка Capstone C30 [12], которая обладает наилучшими показателями для совместной работы с газогенератором. Электрическая мощность ГТУ составляет 30 кВт.



1 – барабанная сушилка; 2 – газогенератор; 3 – компрессор; 4 – газовая турбина; 5 – электрогенератор; 6 – камера сгорания; 7 – рекуператор; 8 – газоочиститель-охладитель; 9 – дожимной компрессор

Рис. 6. Принципиальная тепловая схема энергетической установки на базе ГТУ

Выполненные для АО «ОКОС» расчеты показали, что вырабатываемой ГТУ электроэнергии достаточно лишь для частичного обеспечения собственных нужд предприятия: в среднем от 16% до 30% от ее потребления. А простой срок окупаемости энергетической установки на базе ГТУ составит 5,5 лет.

По нашему мнению, интегрирование в теплоэнергетическую систему предприятий по

очистке сточных вод энергетических установок термической утилизации илового осадка позволит значительно сократить объемы образующихся отходов, а также полностью их обеззаразить. Это решит проблему накопления и обезвреживания отходов и приведет к уменьшению негативного воздействия на окружающую среду. Кроме того, при использовании энергетического потенциала избыточного активного ила возможна выработка энергии, частично покрывающая потребности очистных сооружений.

Детальный анализ режимов работы, технических-экономических характеристик и показателей качества очистки сточных вод действующих в регионе канализационных очистных сооружений позволит разработать рекомендации по выбору наилучших доступных и разрабатываемых технологий переработки осадков сточных вод, которые помогут совместно решать экологические, санитарные, социальные и энергетические проблемы, как локальные, так и региональные.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Федеральная целевая программы развития Калининградской области на период до 2020 года // Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://infrastruktura.gov39.ru/documentation/programs/index2.php> (дата обращения: 24.06.2019).

2 Государственный доклад об экологической обстановке в Калининградской области в 2018 году // Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://www.ecatk.ru/index.php> (дата обращения: 24.06.2019).

3 АО «ОКОС». Очистные сооружения. Технологическая схема // Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://okos39.ru/technologii/technologicheskaya-skhema/> (дата обращения: 22.06.2019).

4 Воронов В.Ю. Водоотведение и очистка сточных вод: учебник для вузов / В.Ю. Воронов, С.В. Яковлев. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2006. – 704 с.

5 Хисамеева Л.Р. Обработка осадков городских сточных вод: учебное пособие / Л.Р. Хисамеева, А.С. Селюгин, Р.Н. Абитов, А.В. Бусарев, Н.С. Урмитова. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитект.-строит. ун-та, 2016. – 105 с.

6 Жовтянский В.А. Общие принципы переработки отходов с извлечением их энергетического потенциала на основе плазменных технологий. 2. Газификация иловых осадков станций доочистки / В.А. Жовтянский, В.Н. Орлик, С.В. Петров, М.В. Якимович // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2016. - № 3. – С. 25-42.

7 Селин В.В. Место и роль малой энергетики в энергобалансе Калининградской области / В.В. Селин, Е.А. Беркова // Известия КГТУ. – 2010. – № 17. – С. 108-112.

8 Селин В.В. Анализ возможностей утилизации осадков сточных вод и городских бытовых отходов в биоэнергетических установках малой энергетики / В.В. Селин, Е.А. Беркова // Известия КГТУ. – 2010. – № 18. – С. 138-143.

9 Селин В.В. Теоретические и прикладные аспекты распределенной энергетики Калининградской области на базе местных и возобновляемых топливно-энергетических ресурсов. Примеры разработки инновационных теплоэнергетических технологий и установок / В.В. Селин, С.В. Юрков, Е.А. Беркова // БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ: материалы VI Международного Балтийского морского форума 3-6 сентября 2018 года [Электронный ресурс]: В 6 томах. Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VI Международная научная конференция. – Электрон. дан. – Калининград: Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2018. – С. 331-344

10 Алешина, А.С. Газификация твердого топлива: учеб. пособие / А.С. Алешина, В.В. Сергеев. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 202 с.

11 Ефимов, Н.Н. Микроэнергокомплекс на базе влажно-паровой турбины / Н.Н. Ефимов, В.И. Паршуков, И.В. Русакевич, В.В. Копица // Электрон. дан. Режим доступа URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=3247 (дата обращения: 28.06.2019).

12 Микротурбины Capstone // Электрон. дан. Режим доступа URL: <http://www.promprivod.ru/pages/mikroturbiny-capstone.htm> (дата обращения: 29.06.2019).

EXAMPLES OF HEAT POWER SYSTEMS DEVELOPMENT FOR WASTEWATER TREATMENT PLANTS OF THE KALININGRAD REGION

Selin Viktor Vasilyevich, Ph.D., Professor of the Department of Ship Power Plants and Heat Power Engineering

Yurkov Sergey Valeryevich, Associate Professor of the Department of Ship Power Plants and Heat Power Engineering

Berkova Elena Anatolyevna, Senior Teacher of the Department of Ship Power Plants and Heat Power Engineering

Kaliningrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: viktor.selin@klgtu.ru, sergej.yurkov@klgtu.ru, elena.berkova@klgtu.ru

The possibilities of thermal processing of the excess activated sludge which to form in the process of sewage treatment in wastewater treatment plants of the Kaliningrad region are explored. Variants of heat power systems with gas generating sets are suggested. The gas generator of reversed gasification process is designed. Schematic thermal diagrams of power plants based on steam and gas turbines are developed.

УДК 621.431.74.016.001.57

МЕТОДИКА ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ АВАРИЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ВЫЗВАННЫХ НЕКОНТРОЛИРУЕМЫМИ ТЕРМИЧЕСКИМИ ПЕРЕГРУЗКАМИ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Толмачев Александр Викторович, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: avtol03071952@mail.ru

Главные двигатели рыболовных траулеров работают с предельной нагрузкой, чреватой аварийными ситуациями. Термические перегрузки особенно опасны для современных форсированных двигателей с наддувом. В статье приведен действенный метод контроля термических перегрузок, позволяющий обеспечить длительную безаварийную эксплуатацию судовых дизелей

В процессе эксплуатации главных дизельных двигателей судов промыслового флота нередко возникает необходимость работы на предельных нагрузках. Рыболовные траулеры отличаются тем, что такая ситуация связана с обеспечением эффективной производственной деятельности. Дело в том, что работа с тралами часто требует повышенных скоростей траления, повышенной тяги, которые в ряде случаев приводят к неконтролируемой термической перегрузке деталей цилиндро-поршневой группы. Кроме того, мощностные возможности главных двигателей в процессе эксплуатации могут существенно снизиться. Причиной тому, как правило, является ухудшение качества функционирования турбонагнетателей, снабжающих цилиндры двигателей свежим воздухом. Нехватка воздуха для сгорания подаваемого в цилиндры топлива приводит к увеличению температуры выпускных газов и повышению теплового потока через детали, образующие камеру сгорания. Мощностные и экономические возможности двигателей также страдают из-за разрежу-

лировки и некачественного функционирования топливной аппаратуры, вызывающей нагары и отложения на деталях турбонагнетателей. Неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам приводит к перегрузке отдельных цилиндров, что повышает их износ и вероятность возникновения опасных термических перегрузок.

Таким образом, термическая перегрузка, возникающая даже в одном цилиндре, является основной причиной тяжелых аварий главных двигателей. Такие аварии, как правило, сопровождаются заклиниванием поршней в цилиндрах, обрывам шатунов и полным разрушениям двигателей. Выход из строя главных двигателей подвергает опасности гибели судна и экипажа. Из сказанного следует, что термические перегрузки главных двигателей в эксплуатации недопустимы, так как таят в себе большую опасность.

С другой стороны, работа главных двигателей на режимах с завышенным резервом мощности может существенно снизить эффективность промышленной работы. Обоснованный подход к эксплуатации главных двигателей рыболовных траулеров должен базироваться на следующих положениях:

1 Поддержание главных двигателей в исправном техническом состоянии, предусматривающем, в частности, качественное функционирование турбонагнетателей, охладителей надувочного воздуха, качественное функционирование и регулировку топливной аппаратуры.

2 Исключение из эксплуатации режимов с термической перегрузкой главных двигателей, так как даже кратковременный выход в запретную зону, может привести к необратимым последствиям. Следует помнить, что перегрузка не даёт существенного выигрыша в мощности, но резко повышает вероятность аварийного исхода.

Так как приборов для контроля термической напряженности в рядовой эксплуатации до настоящего времени не создано, то наиболее целесообразно разработать метод оперативного контроля исходя из минимальной информации о работе двигателя, то есть при использовании показаний штатных приборов.

В настоящее время минимум штатных приборов, установленных на двигателе, составляют: тахометр частоты вращения, манометр давления наддува, термометр охлаждения надувочного воздуха, термометры выпускных газов по цилиндрам, указатель хода рейки топливного насоса высокого давления.

1 Способы контроля и ограничения термической напряженности главных судовых дизелей

Форсировка рабочего процесса дизелей по наддуву привела к минимизации запаса по термической напряженности. Рабочие уровни термической напряженности, достигаемые в эксплуатации на номинальных режимах, приблизились к предельно-допустимым величинам, а в некоторых случаях уже достигли предельных значений. Об этом свидетельствуют участвовавшие случаи аварий главных двигателей и разрушений деталей цилиндро-поршневой группы некоторых форсированных наддувом дизелей.

В настоящее время дизели с наддувом на судах флота рыбной промышленности практически вытеснили нефорсированные двигатели. Поэтому проблема оперативного контроля термического состояния форсированных наддувом главных дизелей промысловых судов приобрела особую значимость.

Имеющиеся в распоряжении механиков способы и критерии ограничения нагрузки главных судовых дизелей в эксплуатации частично решают эту задачу. Рассмотрим наиболее главные:

1.1 Ограничение и контроль тепловых нагрузок путем термометрирования деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ)

По мнению большинства исследователей самыми надежными и наиболее достоверными показателями термической напряженности дизелей, по которым необходимо вводить ограничения их мощности, следует признать истинные значения температур в характерных зонах деталей ЦПГ. Именно температурами определяется надежность работы компрессионных колец, смазываемых маслом, а их перепадами термическое нагружение и образование трещин. В качестве критерия, т.е.

предельно допустимого значения температур и их перепадов, принимают их величины, соответствующие номиналу двигателя. Контроль уровня термической напряженности путем термометрирования обладает несомненными преимуществами и имеет перспективу широкого применения в процессе изготовления двигателей повышенной напряженности. Однако внедрение этого способа в процессе эксплуатации крайне затруднено.

1.2 Ограничение и контроль термических нагрузок по температуре выпускных газов

Температура выпускных газов является одним из наиболее доступных косвенных показателей для контроля термической напряженности дизелей в эксплуатационных условиях. Однако указанное ограничение не является достаточным условием для вывода о том, что температурное состояние деталей находится в безопасных пределах, так как однозначная связь температуры выпускных газов с термическим состоянием деталей ЦПГ на всех режимах работы не установлена. Отсутствие такой связи делает этот параметр непригодным для целей надежного контроля термической напряженности главных судовых дизелей.

1.3 Ограничение и контроль термических нагрузок по цикловой подаче топлива (указателю хода рейки ТНВД).

Количество топлива подаваемого в цилиндры, является одним из главных факторов, определяющих термическую нагруженность двигателя. Однако цикловая подача практически однозначно определяет тепловую нагрузку только двигателей без наддува. Дело в том, что у этих двигателей, масса воздуха поступающего в его цилиндры мало зависит от режима работы.

У двигателей с наддувом заряд воздуха в цилиндрах неразрывно связан с давлением и температурой наддува, которые зависят не только от режима работы, но и качества функционирования турбокомпрессоров и охладителей наддувочного воздуха.

На основании изложенного, цикловая подача топлива не является надежным критерием термической напряженности и не может использоваться для целей предотвращения опасных термических перегрузок главных двигателей форсированных наддувом.

1.4 Ограничение и контроль термических нагрузок по параметру, предложенному проф. Костиным А.К.

Одной из наиболее нагруженных в термическом отношении деталей камеры сгорания является поршень. В целом ряде случаев термическое состояние последнего определяет надежность работы всего двигателя. Поэтому часто в качестве критерия термической нагруженности двигателя принимается температурное состояние поршня.

Для сравнительной оценки термической нагруженности поршней различных дизелей распространение получил параметр q_{II} [5, 6]

$$q_{II} = b \cdot C_m^{0.5} \cdot \left(p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_K}{T_O} \right)^{0.88} \cdot \left(\frac{D}{p_K \cdot \eta_V} \right)^{0.38}$$

В соответствии с [5, 6], параметр q_{II} является тепловым потоком через поршень и может быть использован для сравнительной оценки его термического состояния и двигателя в целом. Приняв изложенные соображения, для конкретного дизеля предельно допустимые термические нагрузки поршня могут быть определены из условия постоянства параметра q_{II} на различных режимах работы. $q_{II} = const$. Иными словами, при отсутствии перегрузки должно выполняться условие: $q_{II} \leq q_{IIH}$; где q_{II} , q_{IIH} - значение параметра Костина А.К на произвольном контролируемом и на номинальном режиме работы.

Достоинством рассматриваемого метода является то, что верхний уровень допустимых термических нагрузок не ограничен измеряемым параметром, как это обычно делается. Значения до-

пустимых термических нагрузок в эксплуатационных условиях устанавливаются в зависимости от давления наддува P_K и температуры T_K .

Однако метод не удовлетворяет требованию оперативности, т.к. в лучшем случае требует производства замеров часового или удельного расхода топлива.

1.5 Ограничение и контроль термических нагрузок по величине коэффициента избытка воздуха для сгорания

Контроль температур нагруженных деталей сопряжен со значительными осложнениями их конструкции и, видимо, поэтому пока не нашел применения. Это обстоятельство вынуждает искать косвенные параметры, позволяющие с достаточной надежностью и достоверностью оценить термическое состояние деталей ЦПГ технически исправных двигателей [1]. При этом, в качестве косвенных параметров необходимо установить такие, оперативное измерение которых легко осуществимо с помощью штатных приборов, которыми оборудованы все главные двигатели. Многочисленные исследования показывают на возможность достоверной оценки термического состояния деталей камеры сгорания по величине коэффициента избытка воздуха для сгорания: [3, 4, 7, 8, 9] и другие. Оказывается, что при сохранении на всех возможных режимах работы двигателя неизменного значения этого параметра, не происходит ощутимого увеличения термической напряженности деталей, что подтверждается экспериментом, приведенным на рис. 1.

Наличие связи температуры поршня в характерных точках с коэффициентом избытка воздуха для сгорания способствовало применению на ряде судов морского флота автоматических газоанализаторов для непрерывного контроля суммарного коэффициента избытка воздуха. Однако, такой прибор, регистрируя суммарный коэффициент избытка воздуха, а не величину коэффициента избытка воздуха для сгорания, в действительности не осуществляет контроля уровня термической напряженности.

Другой известный способ определения коэффициента избытка воздуха для сгорания основан на оценке этого параметра по давлению наддува и часового расхода топлива. Отдавая должное этому интересному решению, следует отметить его низкую оперативность, обусловленную длительностью и трудоемкостью замеров расхода топлива на судне.

Отметим также попытку автоматизированного решения проблемы [10, 12]. Автоматизированный прибор «РИТМ-ДИЗЕЛЬ-М» в автоматическом режиме определяет относительную величину термической напряженности главного двигателя. Однако практика его применения на судах выявила ряд причин, по которым данный способ контроля не получил распространения:

Работа прибора базируется на автоматическом считывании необходимых параметров с ряда датчиков, показавших недостаточную надежность.

Высокая стоимость комплекта.

Отсутствие должного сервисного обслуживания.

Учитывая накопленный опыт контроля термической напряженности наиболее действенным и наименее затратным методом следует признать метод контроля термической напряженности с помощью относительной величины коэффициента избытка воздуха при сгорании. Расчетная модель критерия получена путем оригинального преобразования параметра q_{II} . Оперативное определение величины критерия термической напряженности осуществляется с помощью рабочих номограмм по постоянно доступным показаниям штатных приборов. Возможно также аналитическое определение критерия термической напряженности с помощью инженерного (программируемого) калькулятора.

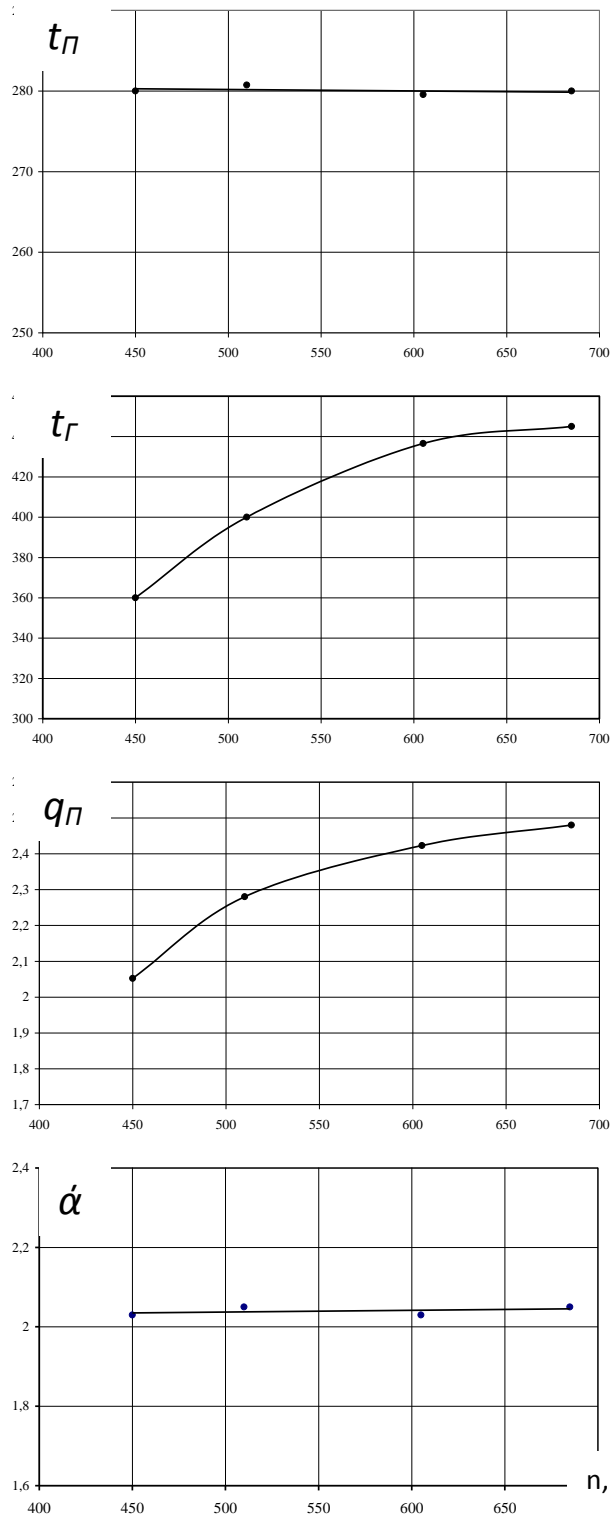


Рис 1 Изменение параметров термической напряженности двигателя NVD-24 при поддержании постоянного значения температуры в центре доньшка поршня

2 Общая модель критерия термической напряженности главных судовых дизелей

Существо поставленной задачи заключается в разработке способа оперативного обнаружения термической перегрузки главного двигателя на произвольных режимах эксплуатации и своевременного снижения его мощности до допустимого значения. При этом способ должен быть доступен обслуживающему персоналу в условиях реальной эксплуатации всех марок главных двигателей. Поставленная цель является оригинальной и может быть достигнута лишь при реализации разрабатываемого способа на основе параметров, снимаемых со штатных приборов, установлен-

ных на всех главных двигателях. Такими параметрами являются: температура выпускных газов, давление наддува и частота вращения коленчатого вала.

Устойчивая зависимость термической напряженности от коэффициента избытка воздуха при сгорании - α подтверждается ведущими специалистами [3], [7], [8], [9] и экспериментальными данными.

Как было отмечено, наиболее достоверно и точно величину степени термической напряженности характеризует отношение масс воздуха и топлива в цилиндре дизеля. Это отношение, по-существу, определяется коэффициентом избытка воздуха для сгорания (α). Многочисленные опытные данные и единое мнение ведущих специалистов по термической напряженности свидетельствуют о возможности наиболее достоверной оценки термического состояния деталей ЦПГ по величине коэффициента избытка воздуха при сгорании α . Минимальная величина α , определяемая особенностями конструкции двигателя и совершенством процесса смесеобразования в его цилиндрах, достигается на номинальном режиме работы, то есть $\alpha_{\min} = \alpha_i$. Установлено, что при поддержании на всех эксплуатационных режимах работы дизеля неизменных значений этого параметра, не наблюдается увеличения термической напряженности деталей. Поэтому условие $\alpha > \alpha_n$ гарантирует отсутствие термических перегрузок во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

Важно отметить, что минимально допустимое значение этого коэффициента для длительных режимов эксплуатации соответствует номинальной мощности двигателя. При этом под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую разрешается длительно, без ограничения времени развивать при номинальной частоте вращения коленчатого вала, паспортном значении давления наддува и качественной регулировке двигателя (допустимых отклонениях по цилиндрам температуры выхлопных газов, давления сжатия, максимального давления сгорания и среднего индикаторного давления).

Из сказанного следует, что степень термической нагруженности главного судового дизеля определяется отношением:

$$\bar{\alpha} = \alpha / \alpha_i$$

Где, α , α_n - величины коэффициентов избытка воздуха при сгорании на произвольном и номинальном режимах работы. При этом, если:

$\bar{\alpha} < 1$ - двигатель термически перегружен;

$\bar{\alpha} = 1$ - двигатель работает с термической нагрузкой, соответствующей предельному номинальному режиму;

$\bar{\alpha} > 1$ - термическая нагрузка меньше номинальной и допускает длительную безаварийную работу без ограничений по времени.

Величина обратная $\bar{\alpha}$, определяющая относительную термическую нагруженность дизеля на контролируемом режиме работы является критерием его термической напряженности, более наглядно отражает тенденции изменения термической напряженности и может быть выражена в долях единицы (или %)

$$K_T = \alpha_i / \alpha \tag{1}$$

Если критерий термической напряженности:

$K_T > 1$ - главный двигатель перегружен. Требуется незамедлительное реагирование для снижения термической напряженности.

$K_T = 1$ - главный двигатель нагружен в термическом отношении на 100%. Термическая напряженность соответствует номиналу.

$K_T < 1$ - главный двигатель имеет резерв мощности. Тепловая напряженность меньше номинальной.

Проблема заключается в том, чтобы этот критерий определить по показаниям штатных приборов: температуре выхлопных газов – $t_{Г}$, давлению наддува – P_K , частоте вращения коленчатого вала – n :

$$K_T = f(n, P_K, t_{Г}) \quad (2)$$

Критериальную зависимость термической напряженности (2) от измеряемых параметров получим путем преобразования критерия q_{II} , предложенного профессором Костиным А.К.:

$$q_{II} = b \cdot C_m^{0.5} \cdot \left(p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_K}{T_O} \right)^{0.88} \cdot \left(\frac{D}{P_K \cdot \eta_V} \right)^{0.38} \quad (3)$$

где, b – константа, определяемая тактностью двигателя;

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} - \text{средняя скорость поршня};$$

p_e и g_e – среднее эффективное давление и удельный эффективный расход топлива;

T_K и T_O – абсолютная температура надувочного воздуха и температура окружающей среды;

P_K – давление наддува;

D – диаметр цилиндра;

η_V – коэффициент наполнения.

Параметр q_{II} в виде (3) не пригоден для оперативной оценки термической напряженности главных двигателей, т.к. содержит трудно определяемые величины: среднее эффективное давление p_e и удельный эффективный расход топлива g_e . Кроме того, его величина не связана однозначно с термическим состоянием деталей. Для приведения критерия Костина А.К. к виду пригодному для практического использования выполним некоторые преобразования. Произведение p_e и g_e может быть представлено в двух видах:

$$p_e \cdot g_e = c_1 \cdot \frac{G_{\dot{O}}}{n} \quad (4) \quad p_e \cdot g_e = c_2 \cdot \frac{P_K}{T_K \cdot \alpha} \quad (5)$$

где, G_T – часовой расход топлива.

Критерий Костина А.К. представим в форме относительно номинального режима работы главного двигателя.

$$q_{II} = q_{II'} = b \cdot C_{mI}^{0.5} \cdot \left(p_{eI} \cdot g_{eI} \cdot \frac{T_{KI}}{T_O} \right)^{0.88} \cdot \left(\frac{D}{P_{KI}} \right)^{0.38}$$

Относительная величина критерия Костина А.К. с учетом (4) и (5) для произвольного режима работы составит:

$$\bar{q}_{II} = \frac{(\bar{G}_T \cdot \bar{T}_K)^{0.88}}{(\bar{n} \cdot \bar{P}_K)^{0.38}} \approx \frac{(\bar{G}_T)^{0.88}}{(\bar{n} \cdot \bar{P}_K)^{0.38}} \quad (6) \quad \bar{q}_{II} = \frac{(\bar{n} \cdot \bar{P}_K)^{0.5}}{(\bar{\alpha})^{0.88}} = (\bar{n} \cdot \bar{P}_K)^{0.5} \cdot K_T^{0.88} \quad (7)$$

Равенство (6) обусловлено тем, что практически все главные двигатели с газотурбинным наддувом оборудованы охладителями надувочного воздуха, обеспечивающими постоянную температуру воздуха на впуске в двигатель на уровне 42-45°C, а коэффициент наполнения в режиме рядовой эксплуатации изменяется незначительно.

Рассматривая классическое уравнение И. Ньютона по передаче теплоты от газов в цилиндре к поверхности доньшка поршня, так же можно записать

$$q = \alpha_z \cdot (t_{zu} - t_{cm}); \quad (8)$$

С учетом быстро меняющихся в течение цикла переменных величин коэффициента теплоотдачи от газов к стенке – $\alpha_z = f(\varphi)$, и температуры газа в цилиндре – $t_{zu} = f(\varphi)$, эта зависимость обычно трансформируется по средне интегральным значениям по времени (углу поворота коленчатого вала – φ) и по поверхности, однако вид и суть зависимости от этого не изменяется. Средне

интегральная температура газа в цилиндре является элементом квазистационарного поля температур ЦПГ, поэтому она связана пропорциональной зависимостью с любой температурой этого поля, в том числе с температурой уходящих газов измеряемой термометром, следовательно, между ними существует функциональная линейная зависимость.

Обработка опытных данных по испытаниям конкретного двигателя позволяет установить неизвестные численные значения в зависимости критерия Костина А.К. от температуры выпускных газов. Эта зависимость, как и теоретически предсказывалось, с достаточной точностью может быть представлена линейным уравнением:

$$q_{\bar{I}} = a' \cdot t_{\bar{A}} + b' = q_{\bar{II}} \frac{t_{\bar{A}} - t_{\bar{AI}}}{t_{\bar{AI}} - t_{\bar{AI}}}; \quad (9)$$

при этом: $t_{\bar{AI}} = -\frac{b'}{a'}$ - условное значение температуры при $q_{\bar{I}} = 0$, то есть при отсутствии теплообмена между газами и поршнем, а $q_{\bar{II}} = a' \cdot t_{\bar{AI}} + b'$ - значение критерия на номинальном режиме.

Условное значение температуры $t_{\bar{GO}}$ определяется на основании результатов теплотехнических испытаний конкретного двигателя.

Для главного двигателя СРТМ "Кафф", прошедшего заводской ремонт, результаты теплотехнических испытаний приведены в табл.1.

Таблица 1

Результаты теплотехнических испытаний двигателя 8NVD48.2AU (8ЧРН32/48)

№	Ne	G _T	Pк	tк	t _z	n
	л.с.	кг/час	кгс/кв см	°С	°С	об/мин
1.	1000	160	0.28	54	372.5	375
2.	1100	186	0.33	60	392.5	387
3.	1000	161	0.28	54	368.1	375
4.	750/	119.2	0.1776	42	296.9	341
5.	500/	82	0.1022	33	227.5	298
6.	250/	44.7	0.0463	26	181.9	236
7.	970/	159.33	0.28	68	375.6	375
8.	390/	68.24	0.10	43	240.0	275
9.	190/	41.38	0.042	34	177.5	230
10.	91	22.98	0.020	31	143.8	185
11.	940	156.68	0.27	67	369.4	365
12.	385	72.17	0.10	43	236.9	280
13.	215	45.01	0.047	35	187.5	235
14.	75	22.65	0.019	31	136.2	185

Обработкой опытных данных методом наименьших квадратов (Рис. 2) получены константы зависимости (9): $t_{\bar{GH}} = 363^{\circ}\text{C}$, $t_{\bar{GO}} = 63^{\circ}\text{C}$.

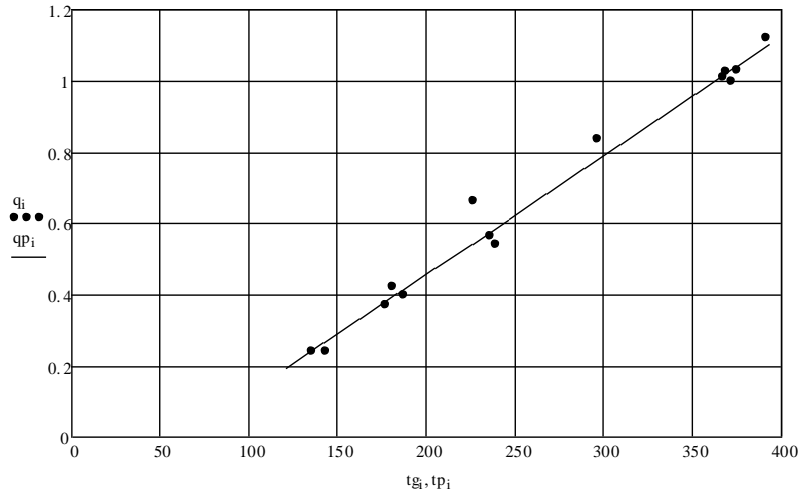


Рис 2 Зависимость параметра Костина А.К. от температуры выпускных газов

Приравнявая критерий Костина А.К по зависимостям (7) и (9) получим уравнение для контроля ограничительной характеристики

$$K_T = \left[\left(\frac{t_{\bar{A}} - t_{\bar{A}i}}{t_{\bar{A}i} - t_{\bar{A}i}} \right)^2 \cdot \frac{n_j}{n} \cdot \frac{P_{\bar{E}i} + B}{P_{\bar{E}} + B} \right]^{1.136} \quad (10)$$

Для целей эксплуатации уравнение (10) целесообразно представить в виде номограммы. Такая номограмма состоит из двух квадрантов. В нижнем квадранте построены изобары давления наддува по зависимости $\bar{n} \cdot \bar{P}_K = \left[\frac{n}{n_j} \cdot \frac{P_{\bar{E}} + B}{P_{\bar{E}i} + B} \right]$, в верхнем квадранте – изотермы выпускных

газов по зависимости $K_T = \left[\left(\frac{t_{\bar{A}} - t_{\bar{A}i}}{t_{\bar{A}i} - t_{\bar{A}i}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{n} \cdot \bar{P}_K} \right]^{1.136}$.

Таким образом, в номограмме на рис.3 реализована зависимость (2) $K_T = f(n, P_K, t_{\bar{A}})$ для определения термической нагрузки в каждом цилиндре по показаниям штатных приборов. Линия $K_T = 1$ представляет собой ограничительную характеристику по термической напряженности.

Как оговорено ранее, термическая перегрузка представляет опасность в каждом отдельном цилиндре, поэтому для целей контроля необходимо использовать температуру наиболее перегретого цилиндра. Максимально допустимое значение температуры выпускных газов для двигателя 8NVD48.AU (8ЧРН32/48) в соответствии с инструкцией по эксплуатации составляет $[t_{TMAX}] = 375^\circ\text{C}$, эта разница свидетельствует о том, что у двигателя имеется эксплуатационный запас $\Delta t_T = 375 - 363 = 12^\circ\text{C}$. В процессе эксплуатации в связи со снижением показателей надувочного воздуха и разрегулировкой топливной аппаратуры происходит исчезновение этого запаса, что должно явиться сигналом к проведению профилактических мероприятий.

Использование зависимости (6) позволяет дополнительно установить эксплуатационный расход топлива. Для определения расхода необходимо пользоваться средним значением температуры выпускных газов по цилиндрам. На верхнем квадранте номограммы линии постоянного расхода нанесены пунктирными линиями

$$G_T = 130; 140; 150; 160; 170$$

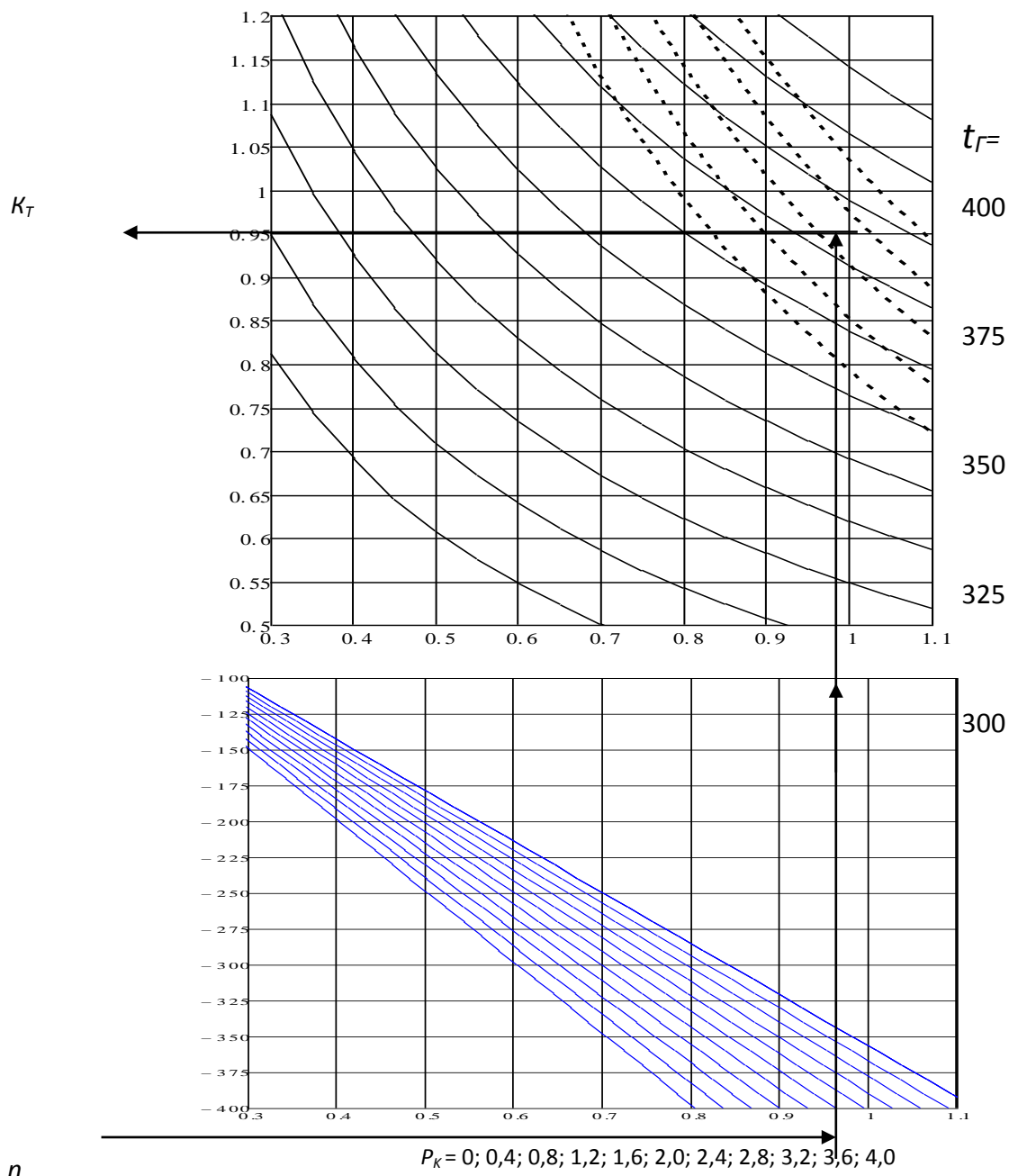


Рис.3 Ограничительная характеристика главного двигателя 8NVD48.AU (8CPI32/48) по термической напряженности

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Кузькин В.Г., Толмачёв А.В. Методика контроля предельных нагрузок дизелей по тепловой напряженности. Информлисток ЦНТИ № 85-5, Калининград, 1985. -4 с.
- 2 Возницкий И.В. Техническая эксплуатация двигателей промысловых судов/ И.В. Возницкий.-М.:2011. -368с.
- 3 Гаврилов В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок/ В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелёв.- М.:Транспорт, 1975. -295 с.
- 4 Иванов Л.А. Теплонапряженность и эксплуатационная надёжность деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля/ Л.А. Иванов.- Мурманское книжное изд-во.- 1974.- 208 с.
- 5 Камкин С.В. Газообмен и наддув судовых дизелей/ С.В. Камкин 1972. -200 с.
- 6 Костин А.К. Параметр для сравнительной оценки теплонапряженности дизелей/ А.К Костин//Труды ЛПИ им.Калинина, №221/ЛПИ.: 1962.- с.166-179.
- 7 Костин А.К. Определение ограничительных характеристик / А.К Костин//Труды ЛПИ

им.Калинина №237/ЛПИ.: 1964.- с.17-20.

- 8 Овсянников М.К., Давыдов Г.А. Тепловая напряженность судовых дизелей. Л., Судостроение, 1975. -256 с.
- 9 Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М., Машгиз, 1963. -639 с.
- 10 Кузькин В.Г., Аршинов А.Н., Толмачёв А.В. Устройство для диагностики функционирования дизеля. АС 1265516,20.11.86
- 11 Кузькин В.Г., Толмачёв А.В. Функциональные связи эксплуатационных параметров дизельного двигателя. Сб.научн.тр. "Повышение экономичности и надежности работы ЭУ судов ФРП": Калининград, 1991, с.55-60.
- 12 Патент РФ № 2049321 РФ. Устройство для диагностики функционирования дизеля, Кузькин В.Г., Красавин В.А., Толмачёв А.В. (Россия) 27.11.1995

TECHNIQUE FOR PREVENTION OF ACCIDENTS OF SHIP DIESELS CAUSED BY UNCONTROLLED THERMAL OVERLOADS UNDER OPERATING CONDITIONS

Tolmachev Alexander Viktorovich, Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the Department of ESEME

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: avtol03071952@mail.ru

The main engines of fishing trawlers operate at full load, which is fraught with emergency situations. Thermal overloads are especially dangerous for modern, forced supercharged engines. The article presents an effective method of controlling thermal overloads, allowing to ensure long-term trouble-free operation of ship diesel engines

УДК 621.313

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СУДОВОГО ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

¹Шабалин Леонид Дмитриевич, канд. техн. наук, доцент

²Савенко Александр Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

²Савенко Павел Станиславович, курсант

¹ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: shabalin44@mail.ru

²ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»,
Республика Крым, г. Керчь, Россия, e-mail: savenko-70@mail.ru

Рассмотрены причины снижения качества электроэнергии в судовых электротехнических комплексах. Разработан алгоритм работы блока управления для устранения обменных колебаний мощно-

сти при параллельной работе дизель-генераторных агрегатов. Описана методика ограничения синфазных колебаний мощности при изменении параметров настройки регуляторов частоты вращения. При проведении исследований использована математическая модель и результаты эксперимента в реальных судовых условиях

Введение

В электроэнергетической системе Российской Федерации, которая в основном состоит из крупных гидро-, тепло- и атомных электростанций качество электрической энергии соответствует установленным показателям качества [1]. Однако в настоящее время находят широкое применение автономные электротехнические комплексы. Обеспечение качества вырабатываемой электроэнергии является одной из самых важных задач автономных электротехнических комплексов. К таким электротехническим комплексам относятся электростанции транспортных средств, самыми крупными из которых являются электростанции морских судов. В связи с тем, что в их состав входят по несколько дизель-генераторных агрегатов основным режимом их работы является параллельная работа, что также оказывает влияние на качество электрической энергии [2]

Постановка задачи

В автономных электротехнических комплексах крутящий момент генераторы получают от приводных двигателей, для судов это чаще всего дизели. Такая компоновка ухудшает качество вырабатываемой электроэнергии, так как частота вращения ротора генератора не является строго постоянной величиной, а значит, меняется и частота вырабатываемой электроэнергии. Частота меняется как в переходных режимах при пусках и отключениях генераторов и потребителей, так и в установившихся режимах. Электротехнические комплексы имеют в своем составе системы регулирования и стабилизации частоты вращения дизелей, что обеспечивает их эксплуатацию. Однако системы регулирования частоты вращения дизелей имеют в своем составе механические и электрические элементы, которые обладают зазорами «люфта». Изменение частоты вырабатываемой генератором электроэнергии и разница частот генераторов при их параллельной работе приводит к трудностям в распределении активной нагрузки и возникают обменные колебания мощности [3], [4]. Обменные колебания мощности при параллельной работе судовых дизель-генераторных агрегатов оказывают большое отрицательное влияние вплоть до обесточивания судна, что само по себе является аварийной ситуацией. Таким образом, совершенствование судового электротехнического комплекса направлено на улучшение параллельной работы дизель-генераторных агрегатов и улучшения качества электроэнергии.

Результаты исследования

Явления обменных колебаний мощности в судовом электротехническом комплексе, который является автономным, наблюдались во время экспериментальных исследований на судне парома «Ейск», осуществляющем грузопассажирские перевозки из порта Крым в порт Кавказ [3].

Исследования с использованием математической модели электротехнического комплекса парома подтвердили наличие обменных колебаний мощности в различных режимах работы судовой электростанции, основной причиной которых является наличие «люфта» с зазорами в системах регулирования частоты вращения дизелей [5]. Дальнейшие исследования показали, что для уменьшения амплитуды обменных колебаний до допустимой величины, а по возможности и полного их устранения необходимо ввести в структуру электротехнического комплекса блок УОКМ (устранения обменных колебаний мощности), который работает по алгоритму [3], [6], приведенному на рисунке 1. После начала работы устанавливаются номинальные значения коэффициентов передачи K_{ω} регуляторов скорости дизелей и уставок задания ω_{r0} скоростей вращения дизелей. На следующем этапе определяются максимальные A_{\max} и минимальные A_{\min} значения амплитуд коле-

баний мощностей генераторов, момент времени t_{\max} максимального значения мощности на протяжении периода колебаний T . На основании полученных данных делается вывод о наличии и величине обменных колебаний мощности. Блок УОКМ при выявлении превышения амплитуды $A_{\text{окм}}$ обменных колебаний выше допустимого значения $A_{\text{доп}}$ ступенчато с шагом ΔK_{ω} уменьшает коэффициенты передачи регуляторов скорости дизелей. Одновременно контролируются частоты вращения ω_r роторов генераторов, которые уменьшаются вследствие смягчения характеристик дизель-генераторных агрегатов, при их снижении ниже допустимой величины $\omega_{r\text{доп}}$ блок ступенчато с шагом $\Delta\omega_r$ увеличивает уставки задания скоростей вращения дизелей до достижения ими номинальной частоты вращения. Необходимость поддержания скорости вращения на номинальном уровне очевидна, так как ее снижение приводит к снижению частоты вырабатываемой электроэнергии, что ухудшает работу судового электрооборудования. Коэффициенты передачи K'_{ω} регуляторов скорости дизелей и уставки задания скорости вращения дизелей ω'_{r0} вводятся для сохранения текущих значений соответствующих параметров перед их подстройкой.

Необходимо подчеркнуть обязательность одновременного изменения коэффициентов передачи регуляторов частоты вращения дизелей с целью поддержания их равенства. Причем, быстрое действие изменение настроек базового генератора должно на порядок превышать быстрое действие изменения настроек ведомых генераторов. Исследования, проведенные на математической модели судового электротехнического комплекса показали, что невыполнение этого условия (рис. 2) приводит к возникновению дополнительных синфазных колебаний мощности дизель-генераторных агрегатов, которые накладываются на имеющиеся обменные колебания [7].

Особое внимание следует обратить на определение шага ΔK_{ω} и $\Delta\omega_r$, с которым производится ступенчатое изменение коэффициентов передачи и уставок задания скоростей регуляторов скорости дизелей, и на необходимость контроля параметров синфазных колебаний мощности после каждого такого изменения. Для правильного выбора шага ΔK_{ω} и $\Delta\omega_r$ необходимо использование карт настроек зависимости амплитуды обменных колебаний мощности от значений зазоров люфтов, а также зависимости амплитуды и периода синфазных колебаний мощности от значений коэффициентов передачи и уставок по частоте вращения регуляторов [4], [8]. Карты настроек строятся для дизель-генераторных агрегатов конкретного судового электротехнического комплекса в таком диапазоне изменения, которые обеспечивают устойчивую работу. Измеренная амплитуда обменных колебаний мощности позволяет определить зазор «люфта», по которому выбирается соответствующая пара карт настройки для определения параметров синфазных колебаний при изменении настроек регуляторов частоты. Таким образом, разность между текущим и допустимым значением параметра настройки определяет шаг его изменения.

Результаты моделирования иллюстрируют в графической форме мгновенные значения напряжений U_{a1} , U_{a2} , моментов Mg_1, Mg_2 , токов I_{a1}, I_{a2} , частот вращения роторов ω_{r1} , ω_{r2} , параллельно работающих генераторов.

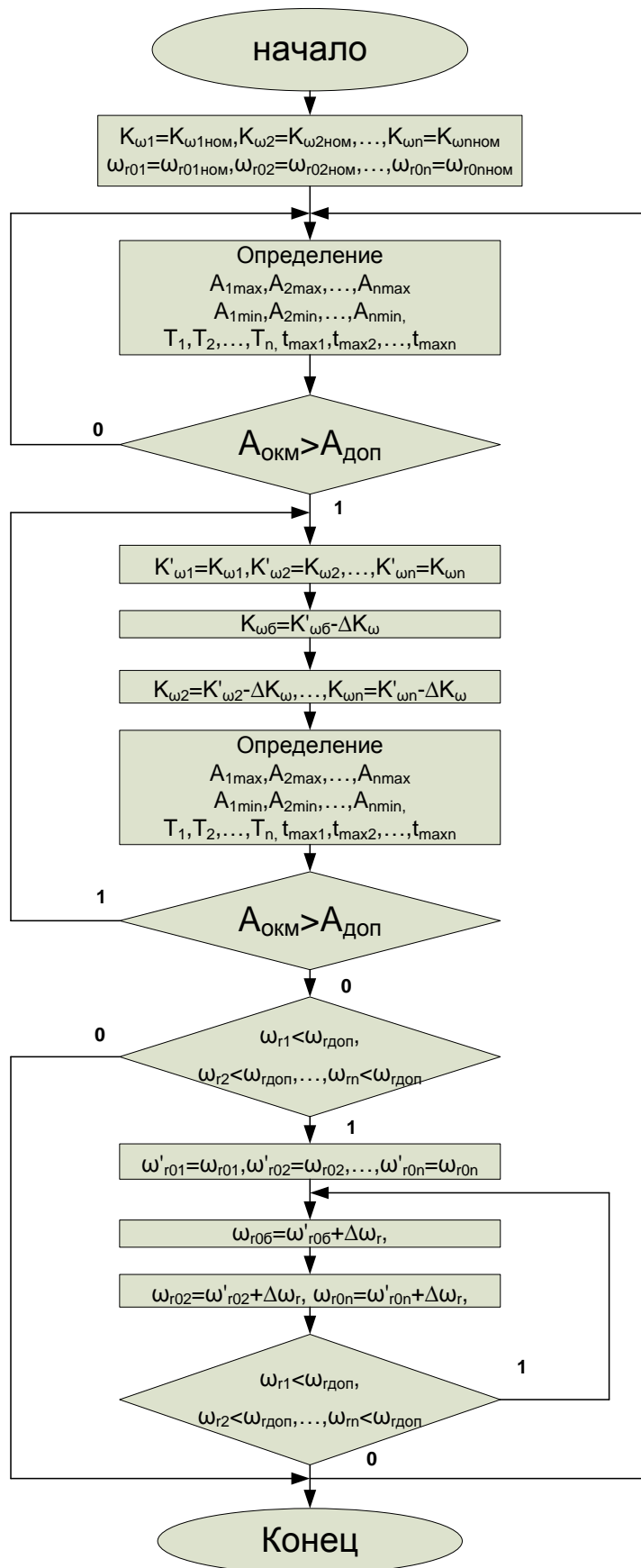


Рис.1 Алгоритм работы блока УОКМ

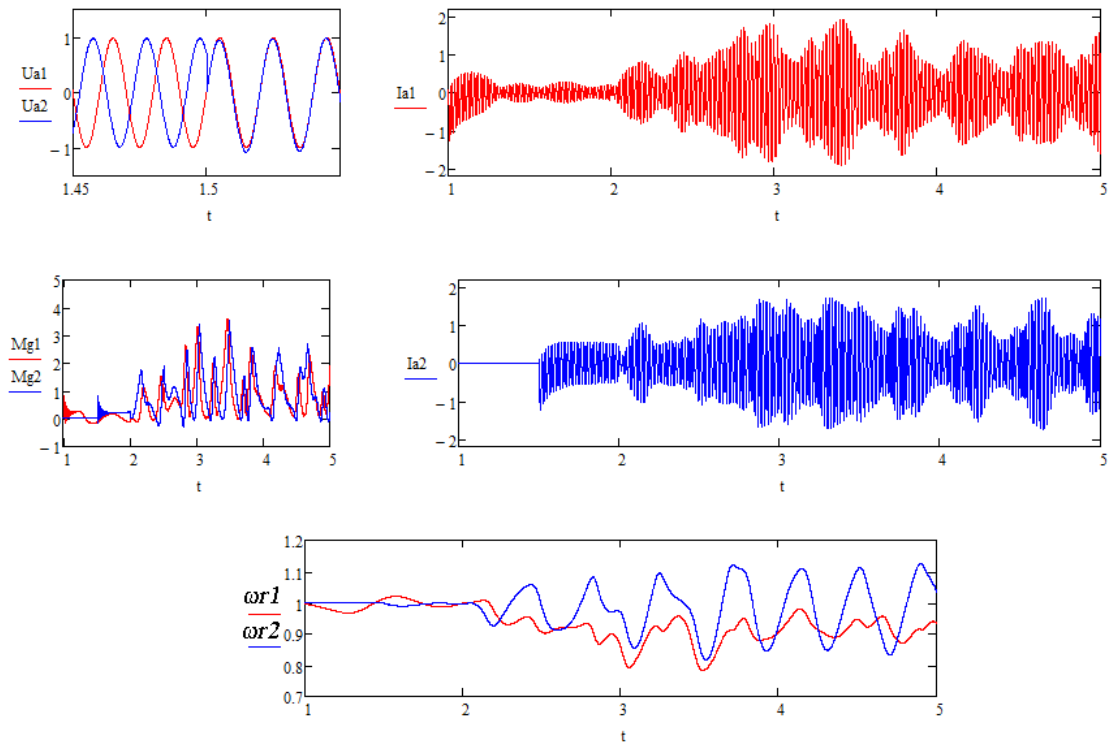


Рис. 2 Результаты моделирования $K_{\omega 1} = K_{\omega 2} = 50$; $\omega_{r01} = 0,985$; $\omega_{r02} = 1,025$

В процессе работы блока УОКМ задания по частотам вращения всех параллельно работающих дизель-генераторных агрегатов должны изменяться также одновременно с целью поддержания их равенства, так как иначе возникают синфазные автоколебания мощности, которые суммируются с обменными колебаниями. На рисунке 3 приведены результаты математического моделирования работы дизель-генераторных агрегатов, уставки по скорости которых различны. Здесь также видно возникновение синфазных колебаний мощности.

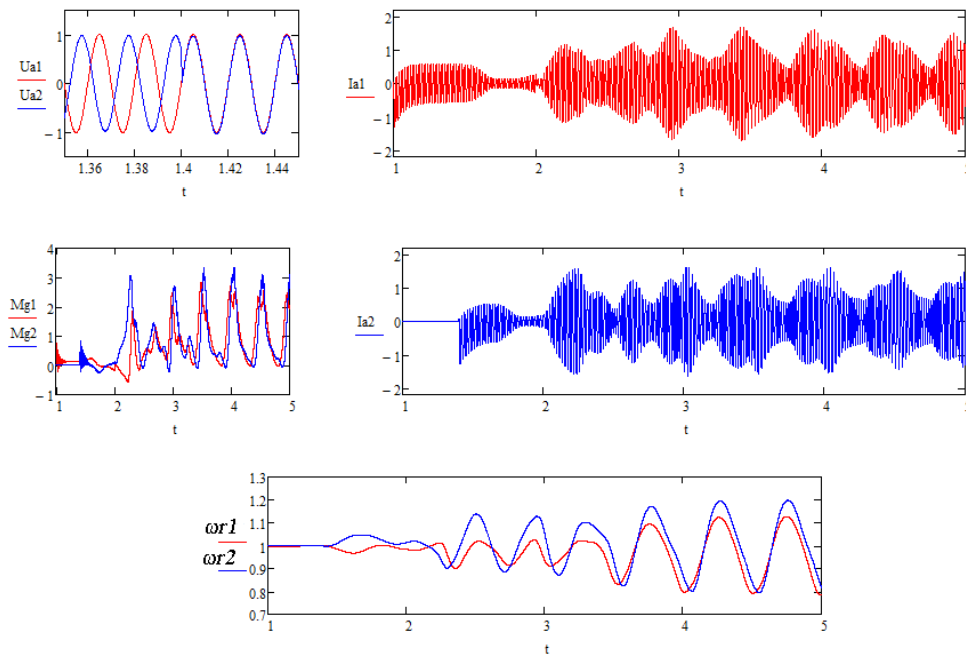


Рис. 3 Результаты моделирования $K_{\omega 1} = 10$; $K_{\omega 2} = 50$, $\omega_{r01} = \omega_{r02} = 1,0$

На рисунке 4 в качестве примера приведена карта зависимости амплитуды синфазных колебаний мощности дизель-генератора от значений коэффициента усиления регулятора частоты. Карта построена по результатам математического моделирования для автономного электротехни-

ческого комплекса парома «Ейск».

Таким образом, синфазные колебания мощности при параллельной работе дизель-генераторных агрегатов имеют место при неравных значениях коэффициентов передачи регуляторов частоты вращения и уставок по частоте вращения. Такие различия могут появляться не только в процессе работы блока УОКМ.

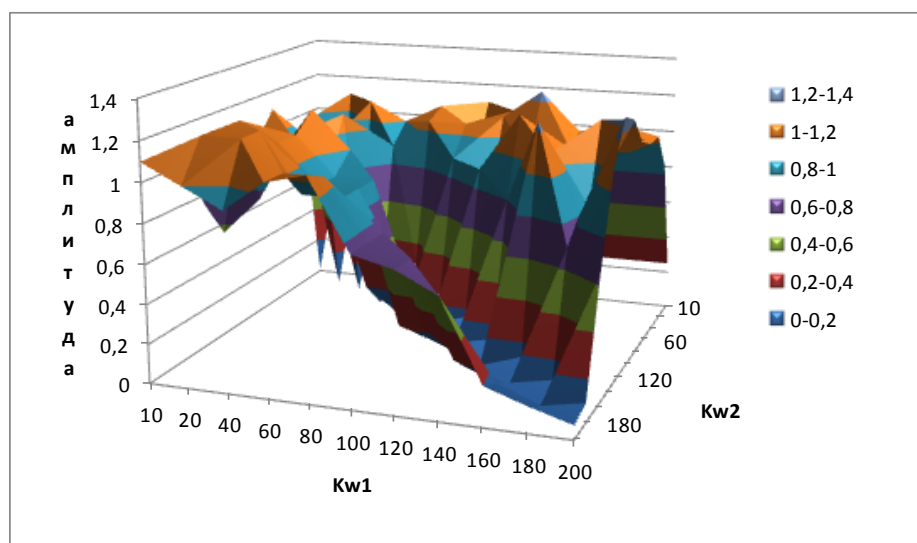


Рис. 4 Карта зависимости амплитуды синфазных колебаний мощности дизель-генератора от значений коэффициента усиления регулятора частоты

Выводы

Для улучшения работы судового электротехнического комплекса с целью улучшения показателей качества электроэнергии и применения метода устранения обменных колебаний мощности проведены необходимые теоретические исследования этой проблемы с использованием математического моделирования [3], [5]. Показана возможность их уменьшения системой автоматического управления, которая изменяет коэффициенты передачи регуляторов частоты вращения и уставки задания по частоте вращения дизель-генераторных агрегатов в соответствии с разработанным алгоритмом.

Обнаружено также существование синфазных колебаний мощности при параллельной работе дизель-генераторных агрегатов, которые возникают из за рассогласования настроек регуляторов частоты вращения дизелей. Для обеспечения устойчивой работы судового электротехнического комплекса в квазиустановившихся режимах необходимо обеспечить равенство соответствующих коэффициентов передачи регуляторов и соответствующих уставок по частоте вращения параллельно работающих дизель-генераторных агрегатов. Для корректного изменения коэффициентов передачи и уставок по частоте вращения регуляторов во время устранения обменных колебаний мощности необходимо контролировать параметры синфазных колебаний мощности. Сами изменения производить с шагом определенным с учетом информации карт настроек зависимости амплитуды обменных колебаний мощности от значений зазоров люфтов, зависимости амплитуды и периода синфазных колебаний мощности от значений коэффициентов передачи и уставок по частоте вращения регуляторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Лежнюк П.Д. Оптимизация распределения нагрузки между рассредоточенными источниками энергии в локальной электрической системе / П.Д. Лежнюк, В.В. Нетребский, А.В. Никиторович // Технічна електродинаміка. 2012. № 2. С. 38-39.
- 2 Хватов О.С. Электростанция на базе дизель-генератора переменной частоты вращения / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков // Электротехника. 2014. № 3. С. 28–32.

3 Савенко А.Е., Голубев А.Н. Обменные колебания мощности в судовых электротехнических комплексах // Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина. – Иваново, 2016. – 172 с.

4 Савенко А.Е. Влияние люфта на амплитуду обменных колебаний мощности в автономных электротехнических комплексах / А.Е. Савенко, П.С. Савенко // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2018. Т. 20 № 5-6. С. 46-54.

5 Савенко А.Е. Математическая модель судового электротехнического комплекса. Вестник ИГЭУ. 2015. № 5. С. 54-59.

6 Мещеряков В.Н., Левин П.Н., Синюкова Т.В. Повышение эффективности поискового алгоритма для оптимизации энергосбережения за счет формирования магнитного потока асинхронного двигателя. // Приборы и системы, управление, контроль, диагностика. 2014. №6, стр.25–30.

7 Голубев А.Н. Математическая модель для расчета электромагнитных сил в синхронном электроприводе с постоянными магнитами / А.Н. Голубев, В.А. Мартынов, А.В. Алейников // Вестник ИГЭУ. 2015. № 1. С. 10-13.

8 Савенко А.Е., Савенко С. Е., Савенко П.С. Исследование причин и параметров синфазных колебаний мощности в автономных электротехнических комплексах / С. Е. Савенко, А. Е. Савенко, П. С. Савенко // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – Казань, 2019. – № 3-4. – С. 125–134.

IMPROVEMENT OF SHIP ELECTROTECHNICAL COMPLEX FOR IMPROVEMENT OF PARALLEL WORK OF GENERATOR UNITS

¹Shabalin Leonid Dmitrievich, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor

²Savenko Aleksandr Evgenievich, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor

²Savenko Pavel Stanislavovich, cadet

¹Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: shabalin44@mail.ru

²Kerch State Maritime Technological University,
Kerch, Crimea Republic, Russia, e-mail: savenko-70@mail.ru

The reasons for the decline in the quality of electricity in ship electrical complexes are considered. An algorithm has been developed for the control unit to eliminate power fluctuations during parallel operation of diesel generator sets. The technique of limiting common-mode oscillations of power when changing the settings of the speed controllers is described. During the research, a mathematical model and the results of the experiment in real ship conditions were used.

СПОСОБЫ ОГРАНИЧЕНИЯ ТОКОВ БУСТЕРНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ В СЕТИ ПОСТОЯННОГО ТОКА НА СУДАХ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

Шабалин Леонид Дмитриевич, канд. техн. наук, доцент

Чушанков Дмитрий Юрьевич, инженер

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

Калининград, Россия, e-mail: shabalin@klgtu.ru

В статье рассматриваются проблема подачи питания в судовой электроэнергетической сети постоянного тока бустерных конденсаторов в цепи постоянного тока и способы ограничения токов конденсаторов для защиты силовых полупроводниковых выпрямителей с использованием кратковременного подключения резисторов на стороне переменного тока, сглаживающих дросселей или бустерных аккумуляторов в звене постоянного тока

Большинстве судов рыбопромыслового флота Российской Федерации использует сеть переменного тока, которая генерирует напряжение 380 В с частотой 50 Гц двумя – тремя дизель-генераторами и в некоторых случаях валогенератором для электроснабжения всех судовых потребителей электроэнергии. Важно отметить, что нередко промысловые суда конструируются с использованием валогенераторов постоянного тока вследствие применения тралового комплекса на электроприводах постоянного тока [1].

Судовая электроэнергетическая сети переменного тока, несмотря на десятилетия успешной эксплуатации на судах рыбопромыслового флота, имеет ряд существенных недостатков, таких как синхронизация генераторов, наличие реактивной составляющей мощности и высших гармоник напряжения, а также необходимость использования силовых трансформаторов.

В настоящее время на судах активно начинает внедряться архитектура судовой электроэнергетической сети на постоянном токе. Данный вариант, например, для судовой электроэнергетической системы (рис.1) основан на использовании мощных полупроводниковых преобразователей (MOSFET, IGBT, IGCT и др.), которые осуществляют регулирование напряжения и частоты для всех судовых потребителей, но при этом передача электроэнергии по судну осуществляется на постоянном токе [2]. Судовая электроэнергетическая сеть постоянного тока находит в настоящее время широкое применение для судов оффшорного и военного флотов, в частности для судов с мощными потребителями с повторно-кратковременным режимом работы.

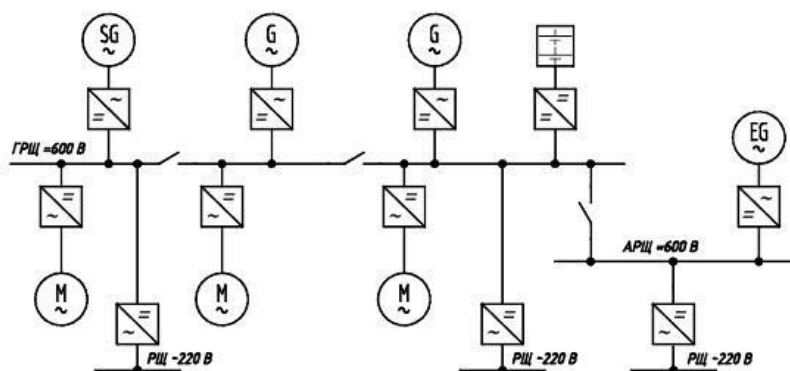


Рис. 1 – Схема судовой электроэнергетической системы постоянного тока

На рис. 1 приведена возможная типовая схема судовой электроэнергетической сети среднего морозильного рыбного траулера с использованием сети постоянного тока на полупроводниковых преобразователях. На ней видно, что электроэнергия поступает от синхронных генераторов на шину главного распределительного щита постоянного тока через полупроводниковые преобразователи, которые выпрямляют переменный ток в постоянный и регулируют напряжение сети. Судовые потребители получают электропитание через инверторы, преобразуя постоянный ток в переменный с требуемыми параметрами. В основе полупроводниковых преобразователей используют технологию биполярных или полевых транзисторов с изолированным затвором (IGBT, IGCT или MOSFET – транзисторы соответственно), которые способны работать на высоких значениях выходной мощности до 30 МВт.

Для судовой электроэнергетической сети переменного тока использование полупроводниковых преобразователей обычно ограничивается установкой преобразователей частоты на определенные потребители (электродвигатели), требующие регулирования частоты вращения в широких пределах. В такой конструкции выпрямитель, инвертор и звено постоянного тока с конденсатором монтируются в одном изделии. Задача по регулированию скорости вращения электропривода в сети постоянного тока решается установкой одного инвертера, при этом выпрямители устанавливаются после синхронных генераторов, а конденсаторы в главном распределительном щите, что значительно экономит занимаемое место электрооборудованием и устраняет нежелательного влияния элементов сети друг от друга (провалы напряжения, скачки тока и др.).

Еще одной особенностью сети постоянного тока являются межсекционные автоматические выключатели (Solid State Circuit Breakers) (рис. 1), являющиеся силовыми транзисторами в сочетании с системой микропроцессорного управления [3], которые закрыты при нормальной работе системы, но при коротком замыкании в одной части цепи быстро изолируют остальную систему от поврежденного участка. Электронные полупроводниковые преобразователи (выпрямители и инверторы) также защищают синхронные генераторы и его потребители от бросков тока и напряжения, как на стороне постоянного, так и переменного тока и заменяют силовые трансформаторы, преобразуя напряжение и частоту в необходимые значения.

Судовая электроэнергетическая система постоянного тока имеет как ряд преимуществ так и недостатков [4]. Из преимуществ можем отметить низкое потребление топлива судовыми дизель-генераторами (экономия до 20%) за счет регулирования оборотов дизеля от нагрузки на валу посредством воздействия на регулятор подачи топлива двигателя. Сеть постоянного тока занимает меньше места и уменьшает вес электрооборудования до 30%. Данная архитектура судовой сети исключает влияние на судовую электростанцию реактивной мощности, в виду высокого значения коэффициента мощности в 0.98, достигаемого силовыми полупроводниковыми преобразователями. Важно отметить расширенные возможности параллельной работы судового валогенератора с дизель-генераторами при любых режимах работы рыбопромыслового судна и погодных условиях. Выпрямитель, установленный после валогенератора, позволит избежать влияния колебаний частоты на выходе с валогенератора из-за непостоянства нагрузки прикладываемой на винт при волнении, из-за независимости полупроводниковых выпрямителей на изменение частоты на стороне переменного тока.

Судовая электроэнергетическая система постоянного тока в свою очередь имеет ряд недостатков таких, как большие значения токов короткого замыкания по сравнению с сетью переменного тока, более сложная система автоматического управления и огромные токи разряда мощных конденсаторов на шине постоянного тока при подключении питания [4].

В данной статье рассматривается проблема защиты полупроводниковых выпрямителей от зарядного тока конденсаторов большой емкости в звене постоянного тока. В судовой электроэнергетической системе постоянного тока, помимо передачи электроэнергии по судну, выполняется задача фильтрации напряжения за счет установки бустерных конденсаторов большой емкости. Основным назначением бустерных конденсаторов в звене постоянного тока является устранение перенапряжений, вызванных коммутацией силовых полупроводниковых преобразователей (инверторов) и сглаживание пульсаций выходного напряжения выпрямителей, а также конденсаторы осуществляют накопление и отдачу энергии, которая необходима для

компенсации реактивной мощности между обмотками двигателей и конденсаторами. Стоит отметить, что конденсаторы на шине постоянного тока снижают пульсации напряжения, тем самым улучшая качество формируемого напряжения на выходе инвертора, с учетом того что при формировании алгоритма управления силовыми ключами, обычно не учитываются пульсации напряжения в звене постоянного тока.

Особенностью работы судовой электроэнергетической сети постоянного тока является значение емкости бустерных конденсатора в звене постоянного тока около 3000 – 6000 μF , разряд и заряд которого на начальных этапах приводит к значительному росту тока в звене постоянного тока, что при превышении пиковых значений может привести к выходу из строя силовых ключей полупроводниковых выпрямителей. Для решения этой проблемы на рыбопромысловых судах возможно использование трех вариантов.

Во-первых, установка на входе выпрямителей ограничивающих резисторов (рис. 2), которые подключаются только на момент ввода генератора на шины питающей сети ($\approx 0,5$ с) и затем шунтируются контакторной группой для нормальной работы системы [5].

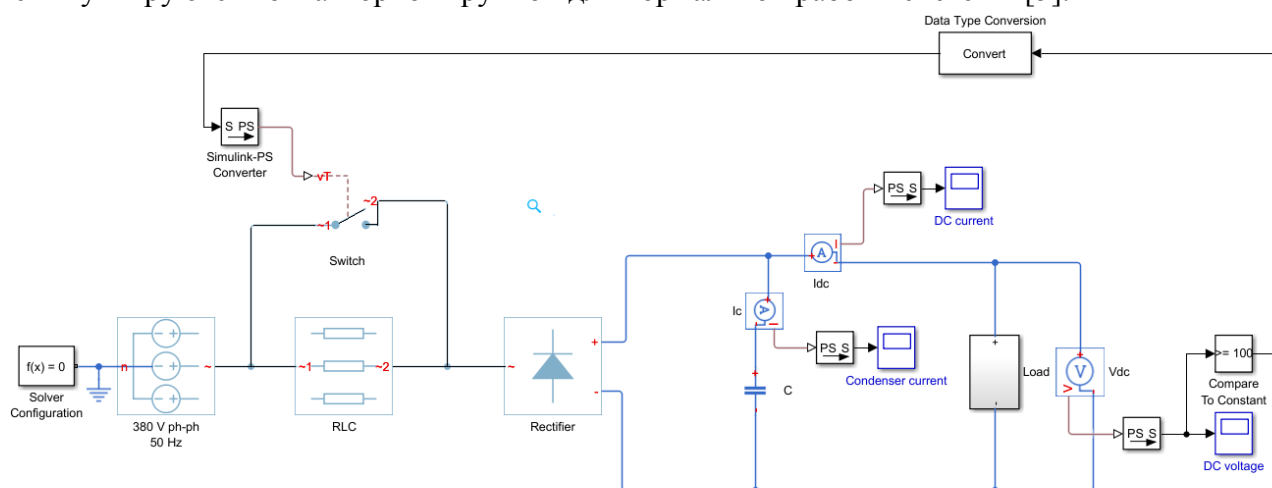


Рис. 2 – Модель с ограничивающими резисторами для сети постоянного тока

Данный вариант защиты полупроводниковых преобразователей является наиболее экономичным и простым в реализации, но наличие дополнительной коммутирующей аппаратуры снижает надежность системы и требует больше места занимаемого электрооборудованием.

Во-вторых, применение в звене постоянного тока ограничивающего дросселя (рис. 3), который уменьшит пиковые значения токов на силовых ключах выпрямителей и инверторов при заряде и разряде бустерного конденсатора и улучшит качество электроэнергии в сети постоянного тока [6].

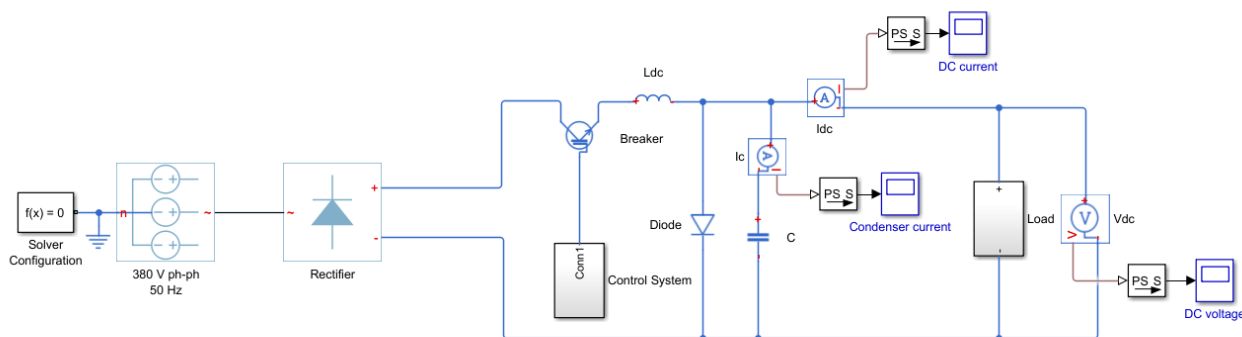


Рис. 3 – Модель со сглаживающим дросселем для сети постоянного тока

Дроссель в этом варианте должен иметь большое значение индуктивности для защиты силовых полупроводниковых ключей от импульсных токов в сети и перекосов фаз питающего

напряжения, уменьшения скорости нарастания токов короткого замыкания в выходных цепях полупроводниковых преобразователей и повышения срока службы бустерного конденсатора в звене постоянного тока. Иногда используется вариант схемы со сглаживающим дросселем, где перед конденсатором включается прерыватель (транзистор), который может ограничивать ток. Система управления контролирует прерыватель посредством сравнения изменяющегося напряжения после конденсатора с входным сигналом и если имеется разность, соотношение корректируется путем изменения времени, в течение которого транзистор открыт, и времени, когда он закрыт. Такая схема выполняет ряд функций: развязка выпрямителя от инвертора, уменьшает содержание высших гармоник и накапливает энергию с целью ограничения скачков прерывистой нагрузки. Стоимость такого фильтра достаточно высока и требуется точный расчет исходя из параметров сети.

В-третьих, подключение на шину постоянного тока мощных аккумуляторов через DC/DC преобразователь с системой микропроцессорного управления (рис. 3), контролирующей заряд и разряд аккумуляторов [7].

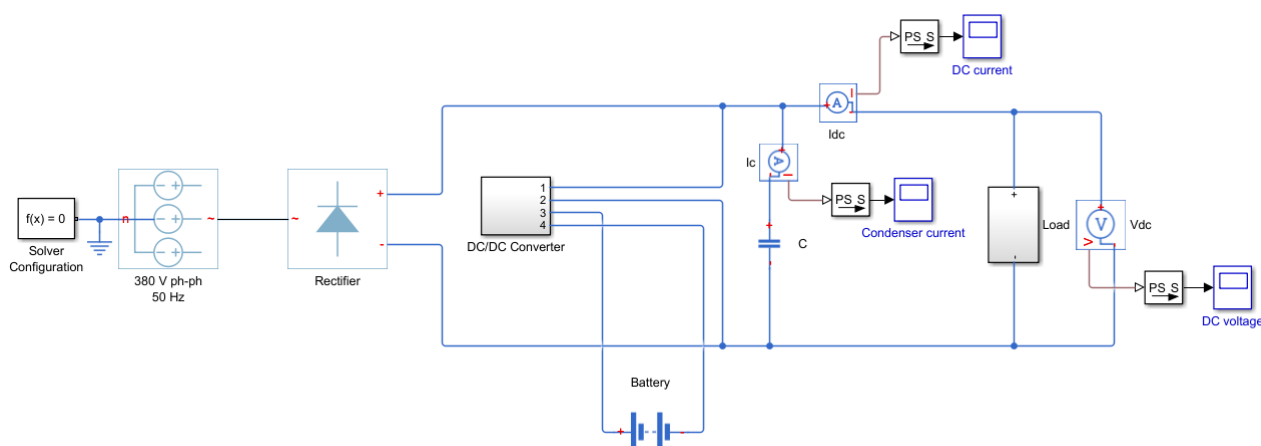


Рис. 4 – Модель с бустерными аккумуляторами для сети постоянного тока

Бустерные аккумуляторы в судовой электроэнергетической сети постоянного тока путем автоматического контроля заряда и разряда снимают пиковые значения токов на силовых ключах при пуске системы. Более того данная система может хранить энергию, когда нагрузка сети мала, и выдавать электроэнергию во время пиков нагрузки, может осуществлять контроль над реактивной мощностью, независимо от активной мощности, что увеличивает коэффициент мощности и уменьшают нежелательные гармоники в сети. Возможно обеспечение аварийного питания сети от аккумуляторов через инвертор при обесточивании или перебое электроснабжения.

Для рыбопромыслового флота схема с бустерными аккумуляторами может использоваться при промышленном режиме работы суда. В этом варианте электроэнергия накапливается в аккумуляторах на подходе к месту лова и затем расходуется для питания электроприводов промышленных механизмов и иных потребителей.

В результате сравнения существующих методов защиты силовых ключей выпрямителей от токов конденсаторов на шине постоянного тока можно сделать вывод, что все три варианта имеют право на использование и только детальное сравнение технико-экономических показателей этих вариантов может быть рекомендовано для конкретного судна. Следует отметить, что схема с бустерными аккумуляторами эффективно справляется со снятием пиковых токов и позволяет достичь наибольшей экономии топлива (до 20%), и поэтому может быть наиболее перспективным вариантом для новых судов рыбопромыслового флота с судовой электроэнергетической системой постоянного тока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Богомолов В.С. Судовые электроэнергетические системы и их эксплуатация. Учебное пособие. М.: Мир, 2006. 320 с.

2 DC distribution system on offshore supply vessels // Электрон. дан. Режим доступа URL: <https://ru.scribd.com/document/142939358/Dc-Distribution-System> (дата обращения 14.09.2017)

3 Kempkes M., Roth I., Gaudreau M. Solid-State Circuit Breakers for medium voltage DC power // IEEE Electric Ship Technologies Symposium. 2011. С. 254-257.

4 Prenc R., Cuculic A. Baumgartner I. Advantages of using a DC power system // Pomorski zbornik. 2016. Т.52. С. 83-97.

5 Prousalidis J., Patsios C., Tsourakis G. Comparison of DC vs AC via ship electric grid emulators // Research Gate. 2014. 13 с.

6 Arrigo J. Input and Output Capacitor Selection // Texas Instrument SLTA055. 2006. 11 с.

7 Xi Lu, Minimizing DC capacitor current ripple and DC capacitance requirement of the HEV converter/inverter systems // Michigan State University. 2012. 117 с.

METHODS OF CAPACITOR DISCHARGE CURRENT LIMITATION ON DC GRID OF THE FISHERY VESSELS

Shabalin Leonid Dmitrievich, candidate of technical science, docent
Chushankov Dmitrii Yurievich, engineer

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: shabalin@klgtu.ru

The article deals with difficulties of power supply connection of maritime power system DC grid when DC capacitor is charged and with methods of capacitor current limitation for power electronics converters protection by connection of series resistors on AC side, induction reactor or balance batteries on DC side.

УДК 66.045.122

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ СЭУ

Шевченко Сергей Николаевич, канд. техн. наук, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: sergey.shevchenko.56@mail.ru

Рассмотрен способ определения параметров совершенствования теплообменных устройств с точки зрения коэффициента теплоэнергетической эффективности. Определены зависимости для данного коэффициента при различных режимах передвижения теплоносителя в теплообменнике в зоне гладкостенного скольжения, доквадратичного течения и при отсутствии зависимости гидравлического сопротивления от скорости

Вопросы повышения интенсивности процессов передачи теплового потока и разработка высокоэффективных теплообменных устройств является достаточно актуальными задачами в современной судовой энергетике. Иногда рекуператоры некоторых СЭУ имеют настолько большие габариты, что превышают размеры основных энергетических устройств. С другой стороны малая

величина конвективной теплоотдачи уменьшает возможности решения задачи оптимизации теплообменников. Вопрос интенсификации теплоотдачи особенно важен, когда у одного или обоих теплоносителей коэффициенты теплоотдачи малы.

Различные способы увеличения интенсивности конвективной теплоотдачи и разработка новых видов конвективных поверхностей и конструкций теплообменных устройств находятся в непосредственной связи с вопросами качественной и количественной методики определения их экономической и теплогидравлической эффективности по сравнению с базовым вариантом.

Выясним некоторые особенности определения степени улучшения конвективной теплоотдачи по коэффициенту теплоэнергетической эффективности (КТЭ) поверхностей, участвующих в процессе нагрева или охлаждения. Качество теплообменника и используемого в нем метода увеличения конвективной теплоотдачи при движении теплоносителей определяется отношением двух величин – теплового потока Q_1 , который передается в устройстве, и потерь энергии Q_2 , расходуемой на диссипацию в результате действия гидравлического трения $K_0 = \frac{Q_1}{Q_2}$ [1, с. 37-47]. В тоже

время, при анализе процессов теплообмена это соотношение не имеет достаточно широкого использования. Основной проблема данного соотношения есть в определении зависимости коэффициента K_0 как функции скорости потока и коэффициента теплоотдачи.

Исходя из критериальных уравнений вынужденного конвективного теплообмена коэффициент теплоотдачи α , определяемый из числа Нуссельта, и, соответственно, конвективный тепловой поток пропорционален скорости теплоносителя приблизительно в степени $0,6 \div 0,8$. Величина гидравлического сопротивления увеличивается пропорционально скорости в степени приблизительно 1,75. Как следствие, и энергия, расходуемая на перемещение потока теплоносителя, также зависит от скорости в степени около 2,75. Следовательно, с увеличением скорости движения потока энергия, затрачиваемая на его перемещение, увеличивается быстрее, чем переданный тепловой поток. Таким образом, для конкретного устройства или конкретной поверхности теплообменника величина коэффициента K_0 будет уменьшаться при увеличении скорости движения теплоносителя. Поэтому абсолютное значение КТЭ не является определяющей величиной теплогидродинамического совершенства энергетического устройства или теплообменной поверхности, а может быть применено только для сравнения.

Выполним преобразования параметра K_0 в коэффициент K способом оценки величин из которых он состоит. Пусть тепловой поток определяется как $Q_1 = \alpha_1 S \Delta t_1$, а мощность для прокачки теплоносителя $Q_2 = G_1 \Delta p$, где G_1 есть объемная подача среды. Тогда

$$K_0 = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\alpha_1 S \Delta t}{G_1 \Delta p}.$$

Произведем деление числителя и знаменателя на величину поверхности, участвующей в теплообмене S , m^2 . Тогда в числителе получим поверхностную плотность теплового потока, т.е. поток приходящийся на $1 m^2$. Тогда в знаменателе

$$\frac{G_1 \Delta p}{S_1} = K_0$$

есть удельные потери мощности на прокачку теплоносителя, $Вт/m^2$. В этом случае

$$K_0 = \frac{\alpha_1 \Delta t}{Q_0}.$$

Рассмотрим случай когда $\Delta t = 1^\circ C$. Тогда коэффициент K_0 представляется как параметр не имеющий размерности. Соответственно, коэффициент теплоотдачи будет определяться как $\alpha = K_0 Q_0$. Следовательно, КТЭ определяется отношением двух видов энергии – поверхностной

плотности теплового потока $\alpha \Delta t_1$ и относительных потерь энергии на преодоление гидравлического сопротивления Q_0 , приходящихся на единицу площади теплообменной поверхности в рассматриваемом устройстве при остальных идентичных характеристиках сопоставления.

Очевидно, что формула для относительных потерь энергии на преодоление гидравлического сопротивления при движении рабочей среды по трубе теплообменника имеет вид

$$K_0 = \frac{G \Delta p}{S} = \frac{\Delta p \cdot v \cdot f}{S},$$

где v – средняя скорость движения потока, f – площадь поперечного сечения канала. Тогда потери давления могут быть представлены зависимостью

$$\Delta p = \frac{Q_0 S}{v \cdot f} \quad (1)$$

С другой стороны давление, определяющее потери напора по длине могут быть определены из формулы Дарси-Вейсбаха [2, 90]

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}.$$

Предположим, что движение рабочей среды происходит в области гладких труб. Тогда, коэффициент гидравлического трения для зоны гладкостенного скольжения может быть представлен зависимостью Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3165}{Re^{0,25}}.$$

Тогда

$$\Delta p = \frac{0,3165}{Re^{0,25}} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = \frac{0,3165}{\left(\frac{vD}{\nu}\right)^{0,25}} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2)$$

. Используя зависимости Δp по формуле (1) и (2), можно получить формулу, которая связывает относительные затраты энергии на преодоление гидравлического сопротивления при движении теплоносителя и его скорости

$$\frac{Q_0 S}{v \cdot f} = \frac{0,3165}{\left(\frac{vD}{\nu}\right)^{0,25}} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

или

$$Q_0 S = \frac{0,3165 \nu f v^2 L \rho v^2}{2 \nu^{0,25} D^{1,25}}$$

Следовательно, величина скорости определяется как

$$v^{2,75} = \frac{2 Q_0 S D^{1,25}}{0,3165 f \nu^{0,25} L \rho} \quad \text{или} \quad v = \sqrt[2,75]{\frac{2 Q_0 S D^{1,25}}{0,3165 f \nu^{0,25} L \rho}}. \quad (3)$$

Определим соотношение между процессом теплообмена и скоростью потока в теплообменном аппарате. Коэффициент теплоотдачи определяется через число Нуссельта $\alpha = Nu \frac{\lambda}{d}$, и

$$\alpha = \frac{\lambda}{D} C Re^n Pr^{0,43} = C \left(\frac{\lambda}{D} \right) \left(\frac{vD}{\nu} \right)^n Pr^{0,43} = \frac{C \lambda v^n D^{n-1} Pr^{0,43}}{\nu^n}.$$

Учитывая зависимость для скорости из (3), величина α имеет вид

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{C \lambda v^n D^{n-1} Pr^{0,43}}{\nu^n} = \frac{C \lambda D^{n-1} Pr^{0,43}}{\nu^n} \cdot \frac{\left(\frac{S}{Lf} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot D^{\frac{n(p+1)}{3-p}}}{\left(\frac{A}{2} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot \rho^{\frac{n}{3-p}} \cdot v^{\frac{np}{3-p}}} \cdot Q_0^{\frac{n}{3-p}} = \\ &= C \lambda Pr^{0,43} \cdot \frac{\left(\frac{S}{Lf} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot D^{\frac{n(p+1)}{3-p} + (n-1)}}{\left(\frac{A}{2} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot \rho^{\frac{n}{3-p}} \cdot v^{n \left(1 + \frac{p}{3-p} \right)}} \cdot Q_0^{\frac{n}{3-p}} \end{aligned}$$

, где $p = 0,25$. В тоже время, коэффициент, который находится перед Q_0 , представляет собой КТЭ K , который в свою очередь представляет собой функцию уравнений теплообмена и формул для потерь давления. Следовательно,

$$\alpha = K \cdot Q_0^{\frac{n}{3-p}} \quad (4)$$

Отсюда можно получить формулу позволяющую рассчитать КТЭ для поверхности теплообменного аппарата с учетом теплоотдачи.

$$K = \frac{\alpha}{Q_0^{\frac{n}{3-p}}}.$$

Обозначим $\frac{n}{3-p} = m$, тогда

$$K = \frac{\alpha}{Q_0^m}.$$

В общем виде уравнения, описывающие конвективный теплоперенос при вынужденном течении определяются зависимостями

$$Nu = C Re^n Pr^{0,43}.$$

Допустим, что $n = 0,73$. Соответственно величина $m = \frac{0,73}{3-0,25} = 0,26$ и $\alpha = Q \cdot K_0^{0,26}$, что хо-

рошо соответствует экспериментальным данным [1, с.40]. Увеличение значения K указывает на то, что рассматриваемое устройство будет более эффективно по энергетическим параметрам. Оче-

видно, что если $Q_0 = 1$, то величина $K = \alpha$. Коэффициент λ можно вычислить по широкораспространенной приближенной зависимости Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Практическая ценность этой формулы определяется тем, что в зоне автомоделного движения среды, т.е. при больших значениях Re , она в пределе стремится к виду формулы Шифринсона, определяющей квадратичный режим, где зависимость λ от v отсутствует

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{D} \right)^{0,25}.$$

При этом потери давления Δp имеют вид

$$\Delta p = 0,11 \frac{\Delta_3^{0,25}}{D^{0,25}} \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}.$$

Таким образом,

$$\frac{Q_0 S}{v \cdot f} = 0,11 \frac{\Delta_3^{0,25} L \cdot \rho \cdot v^2}{D^{1,25}}.$$

Отсюда

$$v^3 = \frac{Q_0 S D^{1,25}}{0,11 \Delta_3^{0,25} L \cdot f \cdot \rho}.$$

Следовательно,

$$v = \sqrt[3]{\frac{Q_0 S D^{1,25}}{0,11 \Delta_3^{0,25} L \cdot f \cdot \rho}}.$$

Подставляя полученное значение для скорости в уравнение для коэффициента теплоотдачи, получаем

$$\alpha = \frac{C \lambda v^n D^{n-1} Pr^{0,43}}{v^n} = \frac{C \lambda D^{n-1} Pr^{0,43}}{v^n} \cdot \frac{Q_0^{\frac{n}{3}} S^{\frac{n}{3}} D^{1,25 \frac{n}{3}}}{0,11^{\frac{n}{3}} \Delta_3^{0,25 \frac{n}{3}} L^{\frac{n}{3}} \cdot f^{\frac{n}{3}} \cdot \rho^{\frac{n}{3}}}$$

или

$$\alpha = \frac{C \lambda D^{n-1+1,25 \frac{n}{3}} Pr^{0,43} S^{\frac{n}{3}}}{0,11^{\frac{n}{3}} v^n \Delta_3^{0,25 \frac{n}{3}} (L f \rho)^{\frac{n}{3}}} \cdot Q_0^{\frac{n}{3}}.$$

Таким образом, для указанной зоны режима движения среды КТЭ имеет вид

$$K = \frac{C\lambda D^{n-1+1,25\frac{n}{3}} Pr^{0,43} S^{\frac{n}{3}}}{0,11^{\frac{n}{3}} v^n \Delta_3^{0,25\frac{n}{3}} (Lfp)^{\frac{n}{3}}}. \quad (5)$$

Как видно из полученной формулы зависимость K от параметров теплообменника и теплофизических характеристик потока имеет более простой вид, чем КТЭ для гладкостенного режима движения. Очевидно, что это объясняется отсутствием функциональной связи между λ и числом Рейнольдса, хотя общая зависимость коэффициента от Re сохраняется. Кроме того, как следует из (4), число K не является безразмерной величиной и это необходимо учитывать при анализе эффективности теплообменного аппарата.

В зоне турбулентного доквадратичного режима течения вывести удобные математические зависимости для КТЭ не удастся из-за сложной аппроксимирующей функции λ от скорости. В то же время, в этом случае, существует возможность вывода аналитического решения при использовании других формул. Так в [3] получено уравнение, определяющее зависимость λ от Re для этой зоны течения вида

$$\lambda = \frac{0,206 \cdot \left(\frac{\Delta_3}{D}\right)^{0,15}}{Re^{0,1}}$$

В отличие от формулы Альтшуля данное уравнение имеет погрешность менее 3%. В таком случае

$$\Delta p = 0,103 \frac{\Delta_3^{0,15}}{D^{1,25}} v^{0,1} L \rho v^{1,75}$$

Следовательно,

$$\frac{Q_0 S}{v \cdot f} = 0,103 \frac{\Delta_3^{0,15} L \cdot v^{0,1} \cdot \rho \cdot v^{1,75}}{D^{1,25}}$$

и, соответственно,

$$v = \left(\frac{Q_0 S D^{1,25}}{0,103 v^{0,1} \Delta_3^{0,15} L f \rho} \right)^{\frac{1}{2,75}}$$

Откуда

$$\alpha = \frac{C\lambda v^n D^{n-1} Pr^{0,43}}{v^n} = \frac{C\lambda D^{n-1} Pr^{0,43}}{v^n} \cdot \frac{Q_0^{\frac{n}{2,75}} S^{\frac{n}{2,75}} D^{1,25\frac{n}{2,75}}}{0,103^{\frac{n}{2,75}} \Delta_3^{0,15\frac{n}{2,75}} v^{\frac{n}{2,75}} L^{\frac{n}{2,75}} \cdot f^{\frac{n}{2,75}} \cdot \rho^{\frac{n}{2,75}}}$$

или

$$\alpha = \frac{C\lambda D^{n-1+1,25\frac{n}{2,75}} Pr^{0,43} S^{\frac{n}{2,75}}}{0,103^{\frac{n}{2,75}} v^{\frac{n}{2,75}+n} \Delta_3^{0,15\frac{n}{2,75}} (Lfp)^{\frac{n}{2,75}}} \cdot Q_0^{\frac{n}{2,75}}$$

Тогда, в доквадратичной области турбулентного течения теплоносителя КТЭ имеет вид

$$K = \frac{C\lambda D^{n-1+1,25\frac{n}{2,75}} Pr^{0,43} S^{\frac{n}{2,75}}}{0,103^{\frac{n}{2,75}} v^{\frac{n}{2,75}+n} \Delta_{\rho}^{0,15-\frac{n}{2,75}} (Lfr)^{\frac{n}{2,75}}} \quad (6)$$

Таким образом, формулы (4), (5) и (6) определяют КТЭ для всех режимов движения потока. Следует отметить, что полученные формулы могут быть применены только для определения КТЭ теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» или кожухотрубных теплообменников, в которых гидравлическое сопротивление движению потока определяется в основном только потерями на трение. В случае установки в канале различных устройств, повышающих интенсивность теплоотдачи, потери давления должны учитывать как коэффициент гидравлического трения, так и гидравлическое сопротивление развитой поверхности или интенсификаторов теплообмена.

Полученные аналитические формулы для сопоставления и определения эффективности интенсификации теплоотдачи учитывают взаимное влияние таких величин, которые однозначно характеризуют качество теплообменника: тепловую производительность, необходимую площадь поверхности и расход энергии на преодоление гидравлических потерь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, –1986. – 240 с..
- 2 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – М.: «Издательский дом Альянс», – 2010. – 423 с.
- 3 Расчет потерь напора в трубопроводах //Технические статьи. Режим доступа URL: <http://www.ros-pipe.ru/clauses/raschet-poter-napora-v-truboprovodakh/>(дата обращения 21.07.2019)

OPTIMIZATION OF SURFACES OF HEAT EXCHANGE DEVICES OF SHIP POWER PLANTS

Shevchenko Sergey Nikolaevich, PhD, Associate Professor

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: sergey.shevchenko.56@mail.ru

The technique of determination of parameters of improvement of heat exchange devices from the point of view of coefficient of thermal power efficiency is resulted. The dependences for this coefficient are determined for different modes of coolant movement in the heat exchanger in the smooth-wall sliding zone and in the absence of the dependence of the hydraulic resistance on the speed.

СЕКЦИЯ «ПРОМЫШЛЕННОЕ РЫБОЛОВСТВО»

SECTION "COMMERCIAL FISHING"

УДК 639.2.061

К ВОПРОСУ КАЧЕСТВА УКЛАДКИ КАНАТОВ НА НАВИВНЫЕ БАРАБАНЫ ТРАЛОВЫХ ЛЕБЕДОК

Бальчитис Кирилл Вацисович, аспирант
Суконнов Анатолий Владимирович, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: balchitis039@gmail.com, anatoly.sukonnov@klgtu.ru

Опыт работы с орудиями лова показывает, что в процессе выборки буксировочных канатов изменяются их линейные размеры. Уменьшение диаметра свойственно и износу буксировочных канатов. Ситуации, связанные с изменением линейных размеров канатов, приводят к снижению коэффициента, характеризующего качество укладки. В частности, уменьшение диаметра каната на 2 % от рекомендуемого приводит к снижению коэффициента укладки на 5-10 % и потере канатоемкости на 10-12 %. Обеспечить требуемую канатоемкость навивных барабанов возможно за счет осуществления автоматизированного отслеживания параметров укладки в процессе работы лебедки

Технический прогресс рыболовства базируется на развитии судостроения, машиностроения, радиоэлектроники, и др. Это позволяет использовать для рыболовства современные суда, хорошо оснащенные средствами навигации и поиска рыбы, современными и эффективными орудиями лова из синтетических материалов, средствами механизации добычи и обработки рыбы. В настоящее время совершенствование процессов промышленного рыболовства невозможно без широкого внедрения средств механизации и автоматизации.

Машины, механизмы и устройства для выборки и укладки канатов орудий рыболовства представляют собой наиболее многочисленную группу промыслового оборудования.

Для ведения тралового лова рыбодобывающие суда оборудованы промысловыми лебедками. Траловые лебедки являются одним из важнейших средств механизации обеспечивающих эксплуатацию орудий промышленного рыболовства.

Траловая лебедка — механизм универсального назначения. Она обслуживает все операции по спуску и подъему трала. Все лебедки независимо от их назначения состоят из однотипных элементов, к которым относятся исполнительные элементы (барабаны, элементы привода, передач, управления, обслуживания) и опорные элементы.

Наиболее эффективной конструкцией траловых лебедок являются лебедки, представляющие собой единый компоновочный элемент, в который входят: привод, редуктор и навивной барабан с канатоукладчиком. Примером этой конструкции служат ваерные лебедки. Они обеспечивают высокую скорость, в связи с тем, что у них нет соединительных звеньев, и меньший износ ваера. Схема траловой лебедки представлена на рис.1 и включает в себя: 1 - элементы привода (двигатель, соединительные муфты, редуктор); 2 - элементы управления (муфты включения, тормозные устройства, канатоукладчик и т. д.); 3 - исполнительные элементы (навивной барабан, фрикционный барабан); 4- элементы обслуживания (система смазки, регулирования, охлаждения тормозов и

т. п.); 5 - опорные элементы; 6 - элементы передач (передача к грузовому валу, грузовой вал, передача к канатоукладчику и др.).

Как правило, достижение той или иной глубины траления обеспечивается соответствующей длиной вытравленного буксирного каната. Длина уложенного на барабан каната в большинстве случаев определяется размерами барабана лебедки, а так же качеством укладки. Промысловые суда имеют уже определенные размеры барабанов, а качество укладки, в свою очередь, зависит от многих факторов и определяется коэффициентом плотности укладки каната.

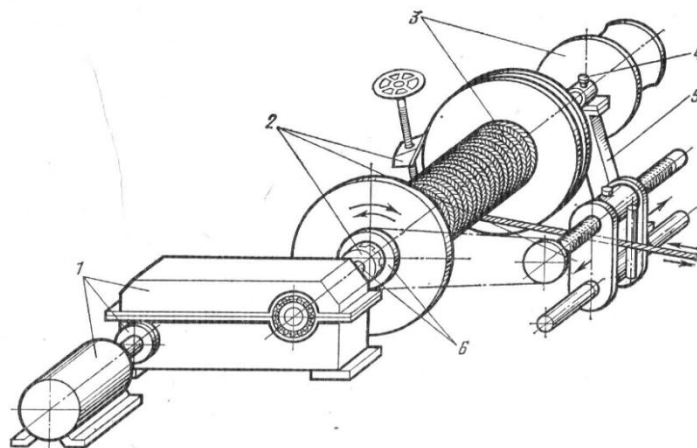


Рис. 1 Схема траловой лебедки

Обзор конструкций канатоукладочных устройств

Канатоукладчики обеспечивают рядовую укладку каната на барабане, благодаря чему значительно улучшаются условия его эксплуатации, повышаются плотность укладки каната и коэффициент использования полезной вместимости барабана. По конструкции канатоукладчики подразделяются на реечные с ручным реверсом кареток (ручной привод), реечные с электро-механическим реверсом каретки, реечно-цевочные с механическим реверсом каретки, цепные и, наконец, винтовые реверсивные. В современных промысловых лебедках наибольшее распространение получили винтовые ваероукладчики с приводом от ваерного барабана, т.к. они наиболее просты по конструкции. Основным исполнительным механизмом канатоукладчика является винт, по которому передвигается каретка с направляющими и поддерживающими блоками. Каретка, в свою очередь, передвигается вдоль барабана по направляющим. Канатоукладчики бывают с ручным и механическим приводом, однако они являются недостаточно эффективными, в виду того, что в процессе укладки каната необходимо изменение передаточного отношения, что в этой ситуации невозможно, вследствие чего ограничивается применение канатов другого диаметра. Основным недостатком является то, что в случае выхода из строя винта канатоукладчика из-за большой нагрузки, дальнейшая работа траловой лебедки невозможна.

Для того чтобы обеспечить правильную рядовую укладку каната на барабане, необходимо, чтобы скорость перемещения каретки ваероукладчика вдоль барабана была равна скорости раскладки каната по барабану. Невыполнение этого условия приводит к тому, что ваер укладывается на ваерный барабан беспорядочно, его витки перекрестываются, и как следствие происходит ускоренный износ каната [1].

Схемы укладки канатов на навивной барабан

Различают навивные барабаны для однослойной и многослойной навивки канатов. Канатовместимость барабанов определяют в зависимости от размера каната, исходя из максимальной его длины и диаметра. Размеры барабана назначают в соответствии с конструктивными соображе-

ниями с таким расчетом, чтобы уместить весь канат. Схемы навивки на барабан представлены на рис. 2

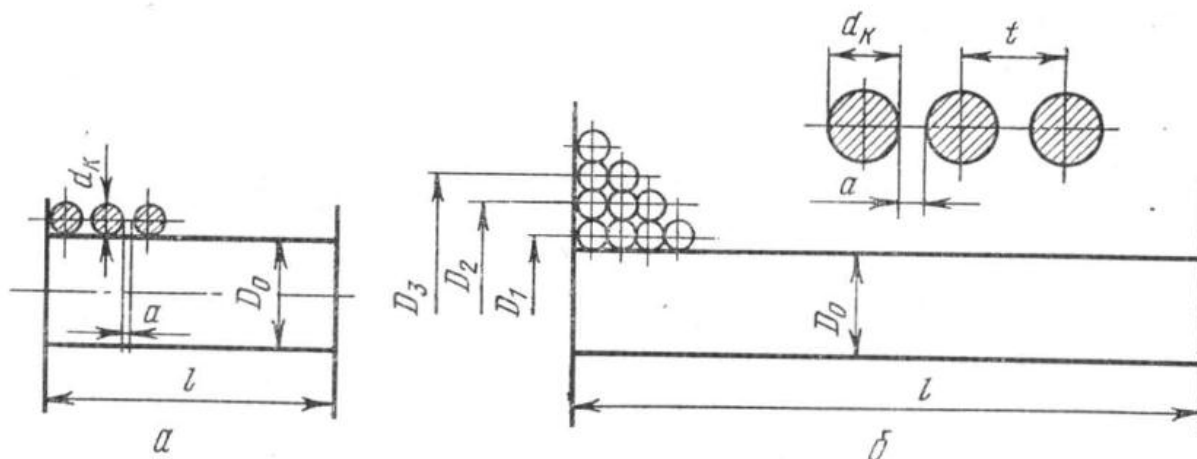


Рис.2. Схемы навивки на барабаны
а) однослойная б) многослойная

При однослойной навивке (рис. 2, а) длина каната, наматываемого на барабан, составляет:

$$L = \pi(D_0 + d_k)z, \quad (1)$$

где D_0 - диаметр втулки барабана, м; z - число витков каната на барабане; d_k -диаметр каната, м. Число витков каната на барабане:

$$z = L / \pi(D_0 + d_k) \quad (2)$$

Шаг укладки каната:

$$t_k = d_k + a \quad (3)$$

где a - расстояние между витками, мм.

При укладке каната большой длины, например ваера, применяют многослойную навивку (рис. 2, б). Диаметр навивки определяется по формуле:

$$D_n = D_0 + (2n - 1)d_k \quad (4)$$

Коэффициент плотности укладки каната на навивной барабан

При определении канатовместимости барабана следует учитывать, что не весь он заполняется канатом, поскольку между отдельными витками и рядами последнего имеются пустоты. В этой связи вводится понятие плотности укладки каната на барабане. Под коэффициентом плотности укладки каната на барабане понимают отношение объема каната к объему тела намотки на барабане. Из этого определения следует, что коэффициент плотности укладки каната на барабане всегда меньше 1, т. е. чем рыхлее укладка каната на барабане, тем больше просветов между витками и рядами каната, и соответственно меньше коэффициент укладки. Так, среднее значение коэффициента плотности укладки каната на ваерном барабане траловой лебедки при применении ручного ваероукладчика равно 0,66, т. е. только 66% от навивного объема ваерного барабана используется полезно. В случае применения механических канатоукладчиков коэффициент плотности укладки колеблется в зависимости от схемы укладки, размеров барабана и каната в пределах 0,7-0,85. Рассмотрим величину теоретического коэффициента плотности укладки каната ψ_T в зависимости от схемы укладки витков (рис. 3).

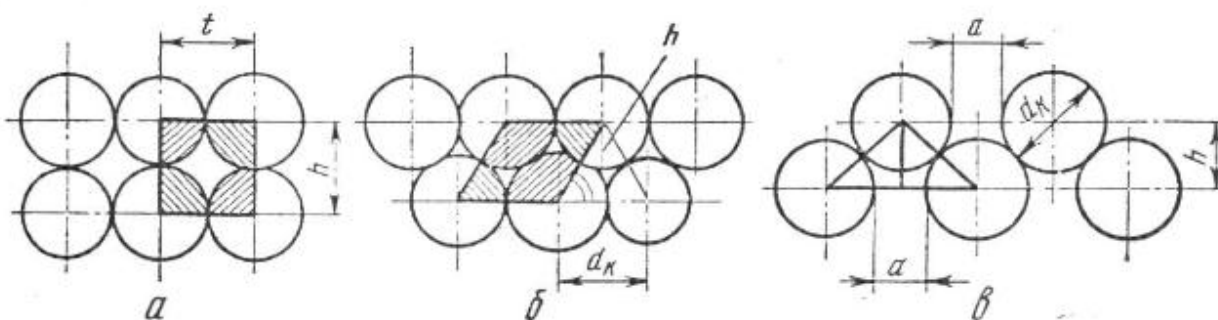


Рис. 3 Схемы укладки витков каната

а) виток на виток б) виток между витками в) виток между витками с зазорами

1) В частном случае а), когда витки каната укладываются без просвета, т. е. один ряд каната укладывается точно на другой ряд, коэффициент плотности укладки каната достигает $\psi=0,785$.

2) В случае б), когда витки каната укладываются между витками, коэффициент плотности укладки каната достигает $\psi = 0,906$.

3) В случае, когда витки каната укладываются с просветом, коэффициент зависит от зазора, тогда коэффициент плотности укладки каната рассчитывается по формуле 5:

$$\psi = \frac{\pi * d_k^2}{2 * (d_k + a) * \sqrt{4 * d_k^2 - (d_k + a)^2}} \quad (5)$$

Чем больше зазор между витками, тем меньше коэффициент плотности укладки каната [2].

Таким образом, наиболее выгодной схемой укладки витков каната является вариант виток между витками, так как коэффициент плотности укладки каната наиболее высокий, чем у других схем, что позволяет увеличить канатовместимость барабана.

Как показывает практика, многослойная навивка ваера на барабан, применяемая в современных траловых лебедках, дает возможность обеспечить максимальную канатоемкость барабана, но приводит к деформации ваера по диаметру, что отрицательно сказывается на его долговечности.

Процесс многослойной навивки ваера характерен взаимной деформацией диаметров ваера двух смежных слоев. С учетом этого первый слой навивки ложится на гладкую поверхность барабана. Последующий слой навивки ложится на нижележащий во впадины между ваерами на его поверхности. В результате диаметры навивки второго и последующего слоев будут иметь приращение, отличное от двух диаметров каната. Таким образом, для компенсации неравномерного приращения навивки ваера на барабан может возникнуть необходимость изменения шага его укладки [3].

Выводы

Как показывает опыт, изменение диаметра ваера возникает в следующих ситуациях:

- 1) При применении ваера, отклонение диаметра которого отличается на 2% от рекомендуемого, без изменения шага укладки, приводит к снижению качества укладки на 5-10%, а так же аварийным ситуациям.
- 2) Под действием нагрузок при работе с орудиями рыболовства происходит значительное удлинение ваеров, что приводит к уменьшению диаметра ваера на 3-5%.
- 3) Износ ваера в процессе его эксплуатации происходит вследствие трения внутренних и наружных проволок между собой, а также трения наружных проволок о рабочую поверхность ваерных блоков и барабана. Опыт показывает, что в результате работы траловой лебедки уменьшение диаметра ваера может достигать 7,5%.

Итак, подводя итоги вышесказанному можно сделать следующий вывод: не постоянство линейных размеров навиваемого на барабан троса приводит к снижению качества укладки и как

следствие - потере канатовместимости барабанов, износу тросов, нарушению режима эксплуатации, а зачастую к аварийным ситуациям.

Решить задачу повышения качества укладки возможно за счет применения современных автоматизированных укладочных устройств, позволяющих отслеживать режим укладки с учетом изменения параметров выбираемых канатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Карпенко В.П. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства. М.: Агропромиздат, 1990. 464 с.

2 Промысловые схемы и механизмы : метод. указ. по вып. лаб. раб. для студ. оч. и заоч. форм обуч. напр. 111000.62 / А. В. Суконнов, А. В. Гусев. Калининград: Изд-во КГТУ, 2008. - 43с.

3 Шарков О.В., Калинин А.В. Анализ возможности применения импульсных вариаторов в приводах траловых лебедок // Известия КГТУ. - 2008. -№14. – С.100-108.

TO QUESTION THE QUALITY OF INSTALLATION OF ROPES IN WINDING DRUMS TRAWL WINCHES

Balchitis Kirill Vatsisovich, postgraduate

Sukonnov Anatoly Vladimirovich, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor

Kalininsrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: balchitis039@gmail.com, anatoly.sukonnov@klgtu.ru

Experience with fishing gear shows that during the sampling of towing ropes, their linear dimensions change. The reduction in diameter is also characteristic of the wear of the towing ropes. Situations associated with changes in the linear dimensions of the ropes lead to a decrease in the coefficient characterizing the quality of laying. In particular, a decrease in the diameter of the rope by 2 % of the recommended, leads to a decrease in the laying coefficient by 5-10 % and a loss of rope capacity by 10-12 %. To provide the required rope capacity of the winding drums is possible due to the implementation of automated tracking of laying parameters during the operation of the winch.

УДК 639.2.05

ПОТЕРИ МИРОВОГО РЫБОЛОВСТВА

Долин Геннадий Макарович, канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,

Калининград, Россия, e-mail: dolin@klgtu.ru

Обсуждаются перспективы снижения потерь в мировом рыболовстве. Обращается внимание на большие потери для выпуска непищевой продукции, в частности, рыбной муки. Ставится вопрос об этичности использования цельной рыбы для изготовления рыбной муки

В предисловии к традиционному ежегодному отчету «Состояние мирового рыболовства и аквакультуры» Генеральный директор ФАО Жозе Грациану да Силва отмечает, что «человечество столкнулось с необходимостью решить сложнейшую задачу – в условиях беспрецедентного по своим последствиям изменения климата, деградации окружающей среды и ресурсной базы к середине двадцать первого столетия обеспечить продовольствием и средствами к существованию более девяти миллиардов жителей планеты» [1]. И непосредственное отношение к этой задаче имеют рыболовство и аквакультура.

В 2016 году общемировое производство рыбы достигло рекордного объема – 171 млн тонн. Душевое потребление рыбы увеличилось до 20,2 кг в 2015 году по сравнению с 9,0 кг в 1961 году. Общий объем продукции мирового промышленного рыболовства в 2016 году составил 90,9 млн тонн: морское рыболовство – 79,3 млн тонн и рыболовство во внутренних водоемах - 11,6 млн тонн. Мировая аквакультура произвела 80,0 млн тонн пищевой рыбы. Показатели мировой аквакультуры превзошли объем мирового морского рыболовства (рис.1). И если морское рыболовство исчерпало возможности развития, то аквакультурное производство рыбы планируют резко увеличить многие государства.

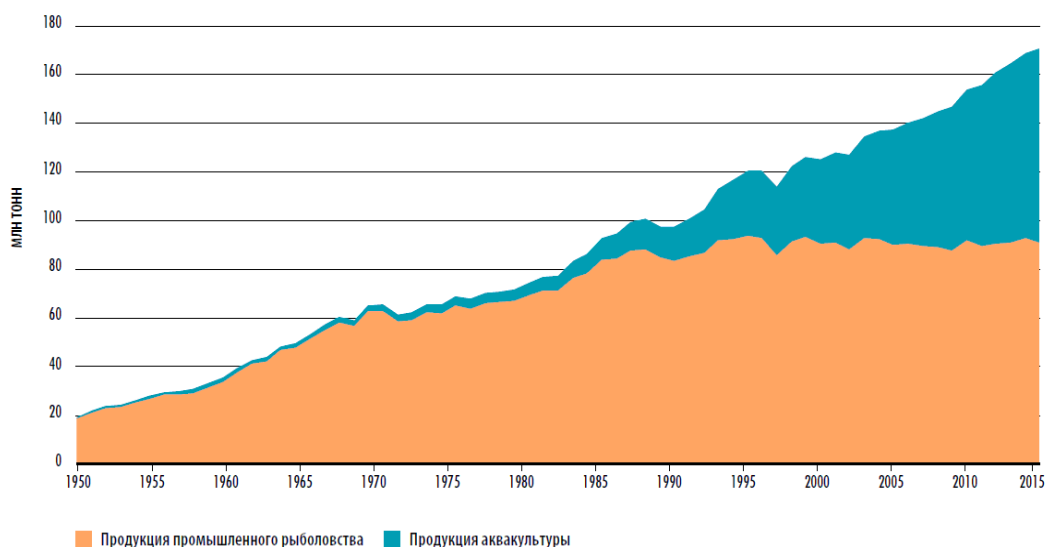


Рис. 1 Объем продукции мирового промышленного рыболовства и аквакультуры

В соответствии с результатами ведущегося ФАО мониторинга мировых рыбных запасов, состояние ресурсов морского рыболовства продолжает ухудшаться. Часть морских рыбных запасов, эксплуатируемых в пределах уровня биологической устойчивости, проявила тенденцию к уменьшению, сократившись до 66,9 процента в 2015 году (90,0 процентов в 1974 году). А вот опасная доля запасов, эксплуатировавшихся вне пределов уровня биологической устойчивости, за это время выросла с 10 процентов в 1974 году до 33,1 процента в 2015 году.

Благодаря активной реализации мер управленческого характера в 2015 году доля наблюдаемых рыбных запасов, эксплуатировавшихся на максимальном уровне, гарантирующем биологическую устойчивость, возросла до 59,9 процента, а вот стратегических запасов, эксплуатировавшихся с недоловом, снизилась до 7 процентов.

Наибольшее внимание следует уделить рыбным запасам, подвергающимся перелову. ФАО разработала план мероприятий, предполагающих регулирование промысла, ликвидацию перелова и восстановление в кратчайшее время этих запасов до уровня, обеспечивающего максимальный устойчивый вылов. При этом нужно понимать, что восстановление запасов не приведет к увеличению вылова, способного повторно подорвать запасы. Можно надеяться только на стабилизацию мирового морского вылова на безопасном уровне.

Очевидно, что дальнейшие планы увеличения объемов рыбной продукции, прежде всего, связаны с развитием аквакультуры, которые не рассматриваются в данной статье.

Вернемся к проблемам морского рыболовства и рассмотрим возможные варианты рационального производства рыбной продукции. Оказывается не все так безнадежно, и имеются возможности повышения эффективности и объемов морского рыболовства.

Как раз в этом году отмечается 20-летняя годовщина принятия Кодекса ведения ответственного рыболовства (Кодекса). Этот важный документ, принятый Продовольственной и сельскохозяйственной организацией Объединенных Наций (ФАО), содержит призыв к устойчивому использованию водных экосистем и требование о ведении рыбного промысла с должным вниманием к окружающей среде. Кодекс также содействует поддержанию, защите и сохранению биоразнообразия экосистем посредством сведения к минимуму последствий промысла для нецелевых видов и экосистемы в целом. В последующие годы обсуждались и утверждались и другие документы по управлению мировым рыболовством.

Одна из крупнейших задач ФАО в области рыболовства – это ликвидация к 2020 году незаконного, несообщаемого и нерегулируемого рыбного промысла (ННН-промысла). Для достижения этой цели в 2016 году вступило в силу Соглашение о мерах государства порта по предупреждению, сдерживанию и ликвидации незаконного, несообщаемого и нерегулируемого промысла (СМПП). Второй шаг – это создание Глобального реестра рыбопромысловых судов, первая рабочая редакция которого была представлена в 2017 году. Более подробную информацию о глобальном реестре и проблемах его создания можно увидеть в учебном пособии, подготовленном для студентов факультета промышленного рыболовства [2]. Следующим шагом стало утверждение в 2017 году Рекомендаций по составлению схем документации улова промыслового рыболовства и в 2018 году утверждение Рекомендации по маркировке орудий лова в целях содействия в решении проблемы оставленных, утерянных или иным образом брошенных орудий лова и связанных с ними негативных последствий. Предполагается, что реализация этих шагов станет поворотной точкой в противодействии ННН-промыслу и в борьбе за долгосрочное сохранение и устойчивое использование живых морских ресурсов. Ликвидация ННН-промысла конечно важная и актуальная задача, но ее решение не увеличит объем мирового вылова рыбы.

Вторая крупная задача ФАО в области рыболовства связана с ростом озабоченности в связи с тем, что уровень смертности рыб в результате прилова и выбросов ставит под угрозу устойчивость многих рыбных промыслов в долгосрочной перспективе и сохранение биоразнообразия во многих районах. Эта угроза еще более обострит ситуацию с продовольствием и неблагоприятно повлияет на положение миллионов рыбаков и работников рыбной отрасли, для которых рыбные ресурсы являются средством к существованию. По оценкам ФАО, в 2004 году объем выбросов рыбы на глобальном уровне составил примерно 7 миллионов тонн. Вместе с тем, оценить общий объем глобального прилова и выбросов оказалось трудно по различным причинам. В зависимости от используемых определений, потери могут превышать 20 миллионов тонн [1]. Не вступая в обсуждение причин, последствий и методов борьбы с этими потерями, отметим только масштаб потерь по сравнению с объемом мирового вылова рыбы.

Продолжением задачи сокращения приловов и выбросов является задача снижения послепромысловых потерь рыбы. Потери происходят из-за недостатков технологии подъема и выливки улова, его хранения и транспортировки. При этом рыба теряет, прежде всего, качество и переходит из разряда пищевой рыбы в непищевую. Количество рыбы может сохраниться, если непищевую рыбу переработать в рыбную муку.

Указанные выше причины потерь при рыболовстве широко обсуждаются обществом и профессионалами. Обратим внимание на одну из мало обсуждаемых проблем рыболовства. Оказывается рыба может стать непищевой не потому что она испортилась, а потому что она кому-то не понравилась. В непищевые определяют не отдельные рыбы, а виды целиком. Например, анчоус, мойва, хамса и т.д. Предположим, что это мелкая рыба, не представляющая коммерческого интереса для рыбаков. Но можно ли назвать непищевой рыбой такие виды, как сельдь, ставрида, скумбрия, путассу, минтай. Оказывается можно, если стоит задача произвести побольше рыбной муки. Неужели рыбная мука важнее пищевой рыбы?

Энциклопедия Брокгауза и Ефрона говорит, что промышленное производство рыбной муки зародилось в Норвегии в конце 19 века как продукта для питания людей. И только рыбная мука низкого качества использовалась как корм для крупного рогатого скота. Постепенно возростал спрос на рыбную муку и рыбий жир как корм, особенно в связи с развитием аквакультуры. Динамику этого процесса можно увидеть на рис. 2 [1].

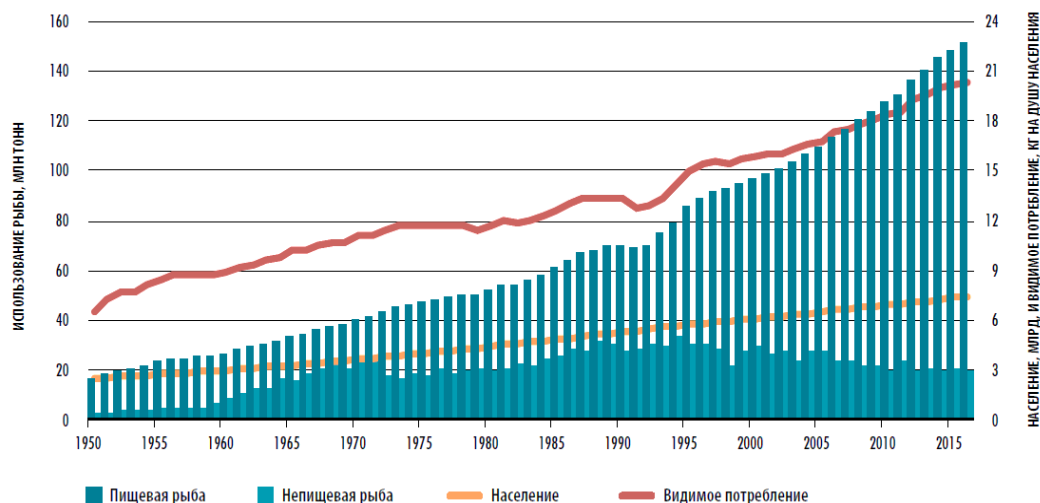


Рис. 2 Использование и видимое потребление рыбы в мире

По данным ФАО в 2016 году общий объем производства рыбы составил 171 млн тонн, и в пищу было употреблено 88 процентов из этого количества (151 млн тонн) [1]. На рыбий жир и рыбную муку была переработана большая часть оставшихся 12 процентов выловленной рыбы (около 20 млн тонн), предназначенной для использования в непищевых целях (табл. 1).

Таблица 1

Производство и использование продукции мирового рыболовства и аквакультуры, млн тонн

Категория	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Производство						
Рыболовство						
Во внутренних водоемах	10,7	11,2	11,2	11,3	11,4	11,6
В морях	81,5	78,4	79,4	79,9	81,2	79,3
Рыболовство, всего	92,2	89,5	90,6	91,2	92,7	90,9
Аквакультура						
Во внутренних водоемах	38,6	42,0	44,8	46,9	48,6	51,4
В морях	23,2	24,4	25,4	26,8	27,5	28,7
Аквакультура, всего	61,8	66,4	70,2	73,7	76,1	80,0
Мировое рыболовство и аквакультура, всего	154,0	156,0	160,7	164,9	168,7	170,9
Использование^b						
Пищевая рыба	130,0	136,4	140,1	144,8	148,4	151,2
Непищевая рыба	24,0	19,6	20,6	20,0	20,3	19,7
Население, млрд ^c	7,0	7,1	7,2	7,3	7,3	7,4
Видимое душевое потребление, кг	18,5	19,2	19,5	19,9	20,2	20,3

Примерно с 1990 года началось бурное развитие аквакультуры и стал нарастать спрос на рыбную муку и рыбий жир как высококачественный корм. Отходов производства рыбных продуктов стало не хватать для переработки в муку. Появился специализированный промысел так называемой сорной рыбы для выпуска рыбной муки и рыбьего жира. Оказалось, что из цельной рыбы получается мука лучшего качества. А еще лучше мука получается из более крупной жирной рыбы.

Азарт наживы побеждает размышления о продовольственной безопасности человечества, о сохранении запасов водных биологических ресурсов и т.д. В Нидерландах стали строить крупные траулеры с суточной заморозкой 250-300 тонн рыбы для последующей переработки на муку. Некоторые страны уже почти всю пойманную рыбу перерабатывают на муку, например Перу и Чили. Для повышения качества рыбной муки в дополнение к заявленному официально анчоусу тайно

вылавливается и перерабатывается на муку крупная тихоокеанская ставрида. О степени использования цельной рыбы для производства муки говорят данные, опубликованные в обзоре Seafish (табл. 2) [3].

Таблица 2

Производство рыбной муки – Типовая модель использования сырья

Регион, тыс. тонн	Цельная рыба	Отходы рыболовства	Отходы аквакультуры	Всего сырья использовано
Европа	1502	1165	331	2998
Азия (без Китая)	2577	827	851	4255
Китай	1251	168	367	1787
Ближний Восток	188	32	19	240
СНГ	260	103	-	364
Африка	650	222	6	877
Южн. Америка	6810	768	331	7909
Сев. Америка	730	427	31	1188
Океания	11	42	13	66
Всего	13980	3754	1949	19683

Использование рыбы как "корма для рыбы", называемое "переработкой", вызывает много споров. Окончательно не решен вопрос о том, не будет ли лучше, с точки зрения продовольственной безопасности и питания, использовать такую рыбу непосредственно для употребления в пищу вместо ее переработки в рыбную муку. Такую рыбу можно рассматривать как "низкосортную", но питательную рыбу для людей, живущих в условиях отсутствия продовольственной безопасности, вместо того, чтобы скормить ее рыбе, потребляемой более обеспеченными потребителями. Мелкая рыба, которую люди съедают целиком, с головой и костями, может служить отличным источником многих важных минеральных веществ: йод, селен, цинк, железо, кальций, фосфор и калий, а также витамины. В более крупной рыбе содержание этих питательных веществ также высоко, однако в наивысшей концентрации они содержатся в частях, которые обычно не употребляют в пищу, таких как головы, кости и внутренности.

Рассматриваемая этическая проблема обсуждалась Группой экспертов высокого уровня (ГЭВУ) по вопросам продовольственной безопасности и питания Комитета по всемирной продовольственной безопасности ФАО в Риме в 2014 году [4]. В докладе ГЭВУ предложен ряд мер юридического, социального, экономического и технического порядка для решения этой проблемы. Подробное рассмотрение этих мер не возможно в рамках данной статьи.

В процессе рыбопереработки возникают отходы в виде головы, костей, внутренностей и прочих побочных продуктов, масса которых достигает 50 процентов массы цельной рыбы. Вот эти отходы и должны быть основным сырьем для производства рыбной муки. В частности, для России необходима государственная программа обязательного размещения рыбомучных установок на большей части рыболовных судов, рыбообрабатывающих предприятий, сбора и утилизации пищевых отходов и т.д.

Возможно, что изготовление рыбной муки только из отходов рыбопереработки приведет к снижению качества и увеличению расхода рыбной муки и рыбьего жира для целей аквакультуры и животноводства по сравнению с продукцией из цельной рыбы. Но совершенно очевидно, что в долгосрочной перспективе, применение цельной рыбы для изготовления рыбной муки и принесет

ние в жертву отдельных видов так называемой сорной рыбы является преступлением против будущего человечества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ФАО. 2018. Состояние мирового рыболовства и аквакультуры 2018 – Достижение целей устойчивого развития. Рим. // Электрон. дан. Режим доступа URL: [http:// www.fao.org/3/i9540ru/I9540RU.pdf](http://www.fao.org/3/i9540ru/I9540RU.pdf). (дата обращения 25.06.2019).
2. Долин, Г.М., Долина, В.М. Крупные компании мирового рыболовства: учебное пособие. – Калининград: Издательство ФГБОУ ВО «КГТУ», 2018. – 86 с.
3. Fishmeal and fish oil facts and figures. March 2018. Seafish. // Электрон. дан. Режим доступа URL: https://www.seafish.org/media/publications/Seafish_FishmealandFishOil_FactsandFigures2018. (дата обращения 25.06.2019).
4. ГЭВУ, 2014 г. Устойчивое рыболовство и аквакультура для обеспечения продовольственной безопасности и питания. Доклад Группы экспертов высокого уровня по вопросам продовольственной безопасности и питания Комитета по всемирной продовольственной безопасности, Рим, 2014 г. // Электрон. дан. Режим доступа URL: [http:// www.fao.org/cfs/cfs-hlpe](http://www.fao.org/cfs/cfs-hlpe). (дата обращения 25.06.2019).

LOSS OF WORLD FISHERIES

Dolin Gennadii Makarovich, candidate of technical sciences, associate Professor

Kalininsrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: dolin@klgtu.ru

Discusses the prospects for reducing the loss in world fisheries. Attention is drawn to the large losses for the release of non-food products, in particular, the fish meal. Question about the ethical use of whole fish for the manufacture of fishmeal.

УДК 621.5:639.2

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН ДЛЯ РЫБОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Наумов Владимир Аркадьевич, д-р техн. наук, профессор

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: van-old@rambler.ru

Предложен метод расчета изотермного коэффициента полезного действия компрессорных машин по их нагрузочным характеристикам. КПД позволяет сравнивать между собой водокольцевые машины, подбирать наиболее энергетически эффективный режим работы. Наилучший диапазон давления всасывания водокольцевого вакуумного насоса KE-225 находится от 30 до 50 кПа. Изотермный КПД машин Samson Pump при работе в режиме вакуумного насоса не менее чем на 50 % выше, чем в режиме компрессора

Введение

Вакуумные рыбонасосные установки (ВРУ) обеспечивают наименьшую повреждаемость объектов лова из всех типов применяемых устройств по перемещению рыбы. Принцип работы таких установок основан на создании с помощью компрессорных машин поочередно, то вакуума (стадия всасывания), то избыточного давления (нагнетания) в рабочей емкости для водорыбной смеси (рис. 1). В качестве компрессорных машин ВРУ, чаще всего, используются водокольцевые компрессорные машины (ВКМ). Такой выбор связан с особенностью конструкции ВКМ.

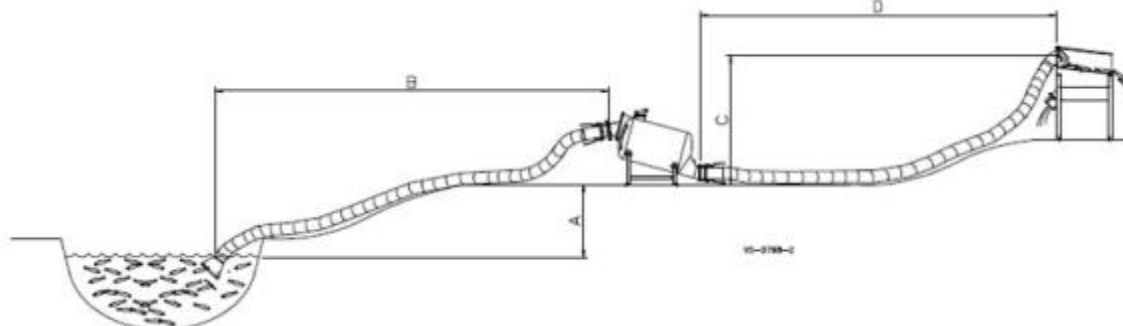


Рис. 1 Типовая схема ВРУ компании «АгроБалт Проект» [1]: A, B, C, D – размеры

Водокольцевые агрегаты обладают рядом значительных преимуществ [2]: высокая надежность конструкции; моноблочная конструкция; небольшое количество элементов; отсутствие быстроизнашивающихся деталей; нечувствительность к гидравлическим ударам и засорению газа пылью; незначительный нагрев газа на выходе. Единственной деталью с механическим трением является подшипник. Важным для производства является возможность использования ВКМ и в качестве вакуумного насоса, и в качестве компрессора (воздуходувки).

Серьезным недостатком ВКМ является их низкий коэффициент полезного действия (КПД). Производители ВКМ в технических характеристиках не приводят КПД даже для номинального режима работы. В качестве примера по техническим параметрам (табл. 1) оценим КПД двух рыбонасосных установок французской компании Faivre [3]. Полезная мощность установки (по массе рыбы) может быть найдена по формуле

$$N_n = g \cdot G \cdot H, \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; G – массовый расход, кг/с ; H – высота подъема, м .

Затраченную мощность найдем по формуле

$$N = N_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{ЭД}}, \quad (2)$$

где КПД электродвигателя при полной нагрузке принимаем $\eta_{\text{ЭД}} = 0,85$.

Таблица 1

Технические параметры рыбонасосных установок компании Faivre [3]

Параметр насосной установки	Тип насосной установки	
	Pescavac-8 (вакуумный)	Pescamotion-8 (пропеллерный)
Мощность электродвигателя, $N_{\text{ЭД}}$, кВт	5,3	11
Диаметр входа/выхода, D , мм	200	203
Общая максимальная высота подъема, H , м	9	15
Масса живой рыбы (лососевые), кг	до 2,5	до 2,5
Производительность по рыбе, G , тонн/час	8	25

КПД рыбонасосных установок рассчитаем так

$$\eta = 100 \cdot N_n / N = 100 \cdot g \cdot G \cdot H / (N_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{ЭД}}), \quad (3)$$

По формуле (3) получаем для пропеллерной установки 10,90 %, а для вакуумной – 4,35 %. Подчеркнем, что это КПД, рассчитанный по массе перемещаемой рыбы. Понятно, что такая оценка весьма условна, так как на практике максимальная производительность не может быть достиг-

нута при наибольшей высоте подъема. Затраченная мощность зависит от подачи насоса. Тем не менее, в первом случае КПД оказался в больше в 2,5 раз.

В экспериментальных исследованиях А.Л. Фонарева [4] была получена зависимость КПД центробежного рыбонасоса РБ-100 от подачи по водорыбной смеси, а не по массе рыбы. Наибольшее значение составило приблизительно 32 % при $n = 600$ об/мин. и расходной концентрации рыбы $\chi = 0,4$. Если пересчитать КПД на массу рыбы, получится величина примерно 13,5 %. Порядок этой величины согласуется с оценкой по формуле (3) КПД установки Pescamotion-8. Максимальный КПД РБ-100 в 3 раза выше, чем у ВРУ Pescavac-8. Что говорит о невысокой энергетической эффективности ВРУ, сконструированной на базе ВКМ.

Перспективная цель исследования – разработка предложений по повышению энергетической эффективности ВРУ на основе подбора необходимых характеристик ВКМ и усовершенствования схемы их использования. Цель данной статьи – разработка метода оценки энергетической эффективности ВКМ.

Коэффициент полезного действия ВКМ

Полезную мощность компрессорных машин невозможно рассчитать по формулам, подобным (1), так как в процессе откачки (или нагнетания) изменяется плотность воздуха, а в некоторых типах установок и температура. Процессы, протекающие в ВКМ, близки к изотермическому. Для оценки энергетической эффективности ВКМ применяют изотермный КПД $\eta_{из}$ – отношение изотермной мощности $N_{из}$ к мощности на валу компрессора N (затраченной мощности) [5]:

$$\eta_{из} = N_{из}(P) / N(P) . \quad (4)$$

Изотермная мощность для машины, работающей в режиме вакуумного насоса, рассчитывается по известной формуле (5) (см. [5]):

$$N_{из}(P) = P \cdot Q(P) \cdot \ln(P_A / P) . \quad (5)$$

где P – давление в вакуумной камере, $Q(P)$ – объемный расход воздуха, приведенный к условиям всасывания.

Изотермная мощность для машины, работающей в режиме компрессора:

$$N_{из}(P) = P \cdot Q(P) \cdot \ln(P / P_A) \quad (6)$$

где P – давление нагнетания в рабочей камере, $Q(P)$ – объемный расход воздуха, приведенный к условиям нагнетания.

Рассчитанный изотермный КПД позволяет сравнивать между собой энергетическую эффективность различных ВКМ. Указанный показатель не позволят сравнивать ВКМ и, например, центробежные насосы. Но это и не требуется. ВРУ на базе ВКМ имеют КПД заведомо ниже, чем центробежные рыбонасосы.

Для выполнения расчетов по формулам необходимо знать зависимость производительности ВКМ и затраченной мощности от давления. Все крупные производители ВКМ размещают в открытом доступе результаты таких испытаний. Компания Euskan [7] в вакуумных рыбонасосных установках использует компрессорные машины Samson моделей KE, KL, KS [8]. Это одноступенчатые водокольцевые компрессорные машины объемного действия с одним вращающимся импеллером. На рис. 2-3 представлены экспериментальные зависимости $Q(P)$, $N(P)$ ВКМ компании Samson Pumps, работающие в режиме вакуумного насоса, на рис. 4-5 – в режиме компрессора (воздуходувки).

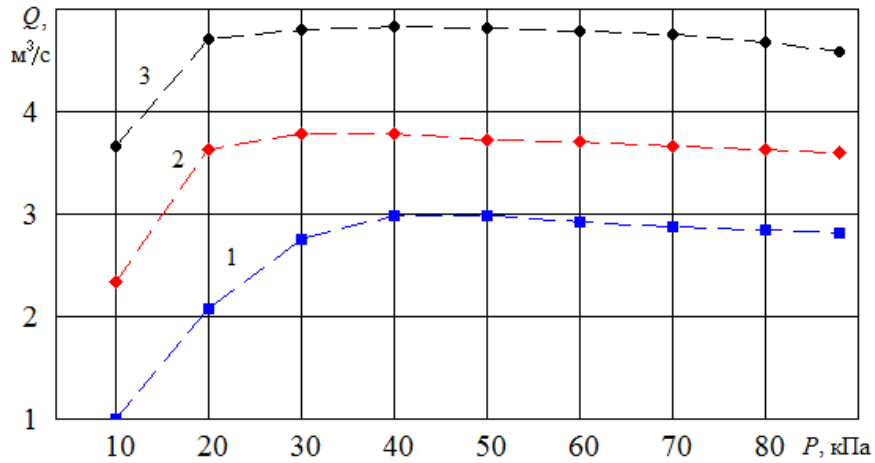


Рис. 2 Экспериментальные зависимости производительности водокольцевого насоса KE-225 от давления всасывания [8]: 1 – 1200 об/мин.; 2 – 1450 об/мин.; 3 – 1750 об/мин.

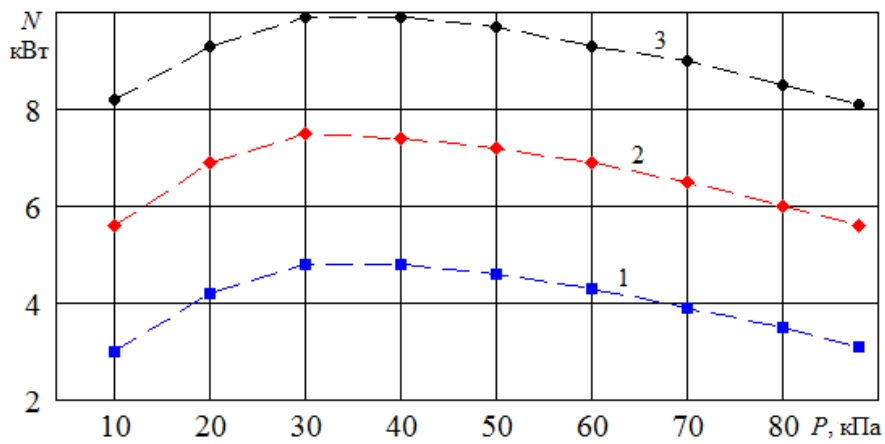


Рис. 3 Экспериментальные зависимости затраченной мощности водокольцевого насоса KE-225 от давления всасывания [8]. Обозначения, как на рис. 2

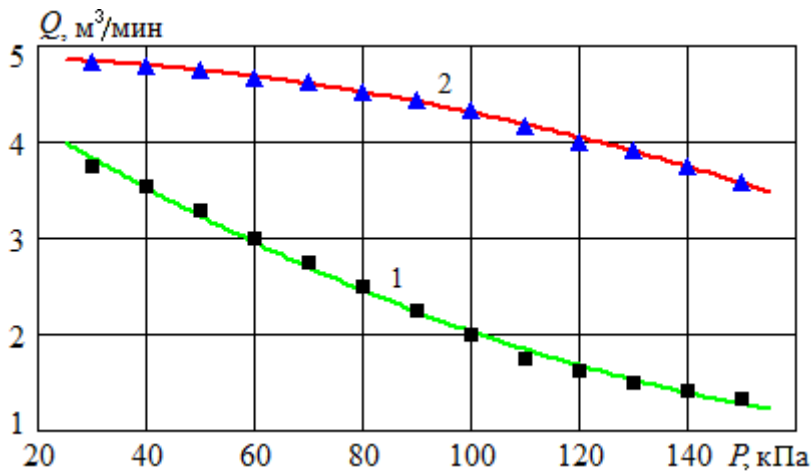


Рис. 4 Зависимость производительности компрессора KE-225 [7] от давления нагнетания: 1 – 1450 об/мин.; 2 – 1750 об/мин.

Нагрузочные характеристики водокольцевых компрессоров, приводимые компанией Samson Pumps [8] охватывают диапазон давлений от 30 до 150 кПа. Левая часть этой области, меньшая 100 кПа, важна для случаев, когда компрессор начинает работу при разрежении в камере, что характерно для ВРУ.

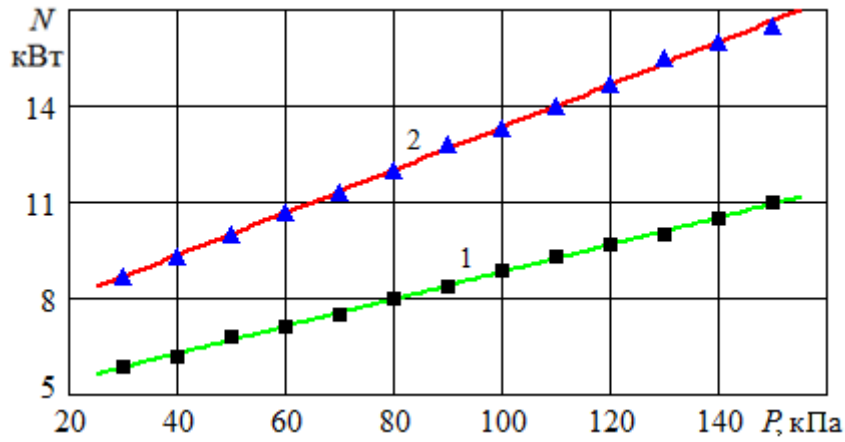


Рис. 5 Затраченная мощность компрессора KE-180 [7]. Обозначения, как на Рис. 4

Результаты расчета

На рис. 6 представлены результаты расчета по формулам (4), (5) изотермного КПД ВКМ, работающей в режиме вакуумного насоса. Зависимости от давления всасывания имеют максимум. Видно, что $\eta_{из}$ при 1200 об/мин. менее 40 %, в двух других случаях – чуть больше 30 %. Причем такие значения наблюдаются при давлении всасывания от 30 до 50 кПа.

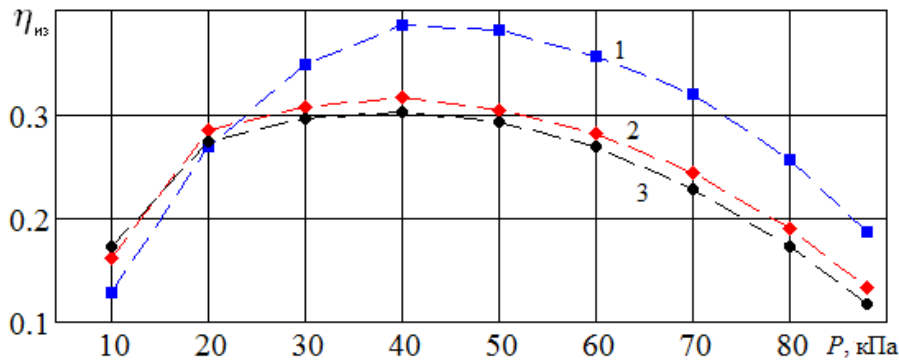


Рис. 6 Зависимость изотермного КПД водокольцевого вакуумного насоса KE-225 от давления всасывания. Обозначения, как на рис. 4

На Рис. 7 представлены результаты расчета по формулам (4), (6) изотермного КПД ВКМ, работающих в режиме компрессора. В исследованном диапазоне зависимости от давления нагнетания возрастающие.

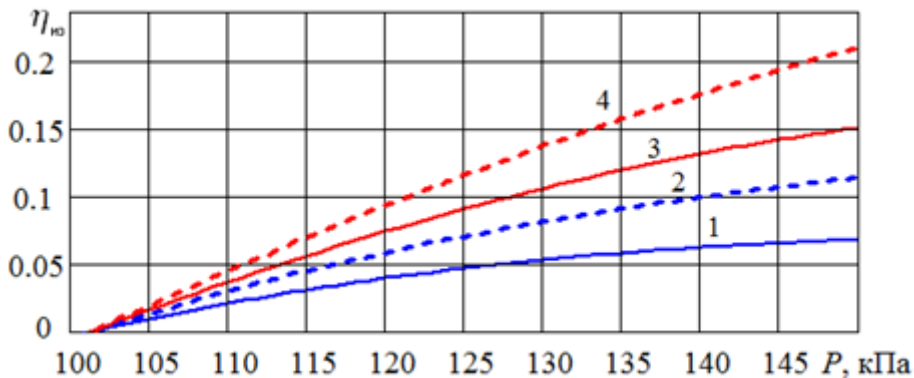


Рис. 7. Изотермный КПД водокольцевых компрессоров Samson Pumps [8]: 1 и 3 – KE-180; 2 и 4 – KE-225; 1 и 2 – 1450 об/мин.; 3 и 4 – 1750 об/мин.

По Рис. 7 изотермный КПД компрессора увеличивается с ростом угловой скорости вращения. Максимальное значение у ВКМ KE-225 при 1750 об/мин. составило 22 %. У других моделей еще меньше.

Кроме изотермного КПД, на энергетическую эффективность работы ВКМ влияет объемный КПД, величина которого в широком диапазоне зависит от коэффициента утечки рабочей емкости и соединительных труб [9]. Механический же КПД ВКМ довольно высокий [2].

Следует помнить, что полученные значения КПД оценивают энергетическую эффективность работу ВКМ (по воздуху), а не ВРУ по рыбе.

Заключение

Предложенный метод позволяет рассчитывать изотермный КПД ВКМ по их нагрузочным характеристикам. По этому КПД можно сравнивать между собой водокольцевые машины, подбирать наиболее энергетически эффективный режим работы. Так для водокольцевого вакуумного насоса KE-225 он находится при давлении всасывания от 30 до 50 кПа. Изотермный КПД ВКМ компании Samson Pumps при работе в режиме вакуумного насоса не менее чем на 50 % выше, чем в режиме компрессора. Чтобы оценить энергетическую эффективность ВРУ по рыбе, требуется сформировать математическую модель протекающих процессов с учетом фактических циклов работы ВКМ, а также гидравлического сопротивления всасывающих и нагнетательных каналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 ООО «АгроБалтПроект» [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.agro-balt.ru/> (дата обращения: 07.04.2019).

2 Фролов Е.С., Автономова И.В., Васильев В.И. и др. Механические вакуумные насосы: монография. М.: Машиностроение, 1989. 288 с.

3 Faivre Company [Электронный ресурс]. URL: <http://faivre.ru/production/rybonasosy> (дата обращения: 07.04.2019).

4 Фонарев А.Л. Гидравлика и гидравлические машины в промышленном рыболовстве: учебник. М.: Колос, 1993. 208 с.

5 ГОСТ 28567-90. Компрессоры. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2005. 59 с.

6 Великанов Н.Л., Наумов В.А. Компрессорные машины вакуумных рыбонасосов // Рыбное хозяйство. 2018. № 6. С. 78-81.

7 Euskan Fish systems [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.euskan.com/> (дата обращения: 31.03.2019).

8 Samson Pumps [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.samson-pumps.com/downloads/vacuum-pumps.html> (дата обращения: 20.06.2019).

9 Великанов Н.Л., Наумов В.А. Динамические характеристики вакуумных насосов и компрессоров рыбонасосных установок // Рыбное хозяйство. 2019. № 1. С. 79-83.

EVALUATION OF THE ENERGY EFFICIENCY OF WATER-RING COMPRESSOR MACHINES FOR VACUUM FISH PUMPS

Naumov Vladimir Arkad'evich, Doctor of Technical Science, Professor

Kalininsrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: van-old@rambler.ru

The method for calculating the isothermal efficiency of compressor machines according to their load characteristics is proposed. Efficiency allows you to compare water-ring machines, select the most energy-efficient mode of operation. The best suction pressure range of the KE-225 water-ring vacuum pump is between 30 and 50 kPa. The isothermal efficiency of Samson Pumps machines when operating in the vacuum pump mode is not less than 50 % higher than in the compressor mode.

К ОБОСНОВАНИЮ ПРАВИЛ ПОДОБИЯ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ РЫБОЛОВНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Недоступ Александр Алексеевич, доцент, канд. техн. наук

Ражев Алексей Олегович, младший научный сотрудник

Насенков Павел Владимирович, аспирант

Коновалова Карина Витальевна, магистрант

Никифорова Мария Викторовна, магистрант

Леснюк Лариса Витальевна, магистрант

Аникин Алексей Александрович, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: nedostup@klgtu.ru, pavel.nasenkov@klgtu.ru

В статье рассмотрены проблемы физического моделирования крученых нитевидно-веревочных изделий. Данные проблемы связаны с существенными сложностями проведения натурных экспериментов и становится необходимым проведение модельных, связанных с исследованиями на динамические процессы поведения

Орудия рыболовства имеют сложные формы, способные изменяться при эксплуатации. Конструкции орудий рыболовства меняют свою форму за счет перераспределения нагрузок в канатно-сетной частях, что связано с перераспределением сил натяжения в нитках, веревках и канатах. В большинстве своем орудия рыболовства являются сложными инженерными сооружениями, которые состоят из сети и набора различных деталей. Одним из отличительных свойств сетной конструкции орудий рыболовства является асимметричность форм.

Принимая во внимание все вышеперечисленные обстоятельства, можно утверждать, что силовое воздействие орудия рыболовства с водой так усложняется, что наряду со средствами теоретического анализа при расчете и проектировании необходимо использование других методов, в частности, эксперимента. Однако эксперимент остается зависимым от теории в связи с тем, что в механике он выполняется как правило не с натурным объектом и не в натуральных условиях, а на модели этого объекта, в условиях, отличающихся от натуральных. При этом эксперимент должен не просто воспроизводить изучаемое явление, а моделировать его таким образом, чтобы потом можно было от данных эксперимента с моделью перейти к натуре.

При проектировании орудий рыболовства часто необходимо не только математическое, но и физическое моделирование. Тогда возникает потребность в соответствии между процессами, протекающими с моделями орудий рыболовства, и натурными. Таким образом, различные физико-механические свойства (ФМС) нитевидно-веревочных изделий (НВИ), присущие модели и реальной системе, следует описывать одинаковыми закономерностями, несмотря на возможные численные отличия их значений. В связи с этим можно говорить о необходимости выделения критериев, позволяющих «масштабировать» реальную систему. Критерии устанавливаются в теории подобия [1,2].

Натурные объекты, с которыми работает гидромеханика орудий рыболовства (тралы, невода, яруса, сети, промысловые механизмы и др.), невозможно испытывать только в натуральных условиях. Главная причина этого связана с их сложностью, большими размерами и высокой стоимостью. Помимо этого, потребность в испытании различных модификаций каждого из вышеуказанных натуральных объектов рыболовства возникает обычно тогда, когда объект еще находится в стадии проектирования и расчета. Поэтому в механике широко используются модели натуральных орудий рыболовства, испытания которых проводятся в лабораторных условиях, зачастую довольно далеких от натуральных. Эксперименты проводятся на специально создаваемых модельных установ-

ках, воспроизводящих определенным образом изучаемые устройства и протекающие в них физические процессы. При физическом моделировании исследуемая модель обычно имеет меньшие размеры, чем оригинал (натура), и отражает изучаемое явление, сохраняя его физическую сущность.

Большое значение приобрела теория физического моделирования динамических процессов [3,4,5]. Согласно ей, модель должна иметь те же геометрические параметры, что и натурное орудие рыболовства, однако из-за того, что часто их размеры отличаются, а испытание может проводиться при других скоростях и в иной среде (например, в воздухе), то силовое взаимодействие со средой также будет отличаться. В связи с этим имеет место стремление охарактеризовать силовое взаимодействие объекта и среды безразмерными комбинациями или величинами, которые не зависели бы от абсолютных размеров объекта, скорости его движения или скорости потока жидкости, плотности среды, вязкости жидкости и других размерных величин.

Довольно эффективным инструментом при решении вопросов деформации и разрушения, прогноза надежности и ресурса НВИ, работающих в условиях износа, усталости, динамических и ударных нагрузок, в условиях низких температур и хрупкого разрушения многих материалов, применяемых при конструировании орудий промышленного рыболовства, становятся исследования физико-механических свойств (ФМС) нитевидных-веревочных изделий (НВИ) на разрывных машинах. Все предыдущие исследования ФМС основывались на исследованиях статических процессов [6], что не может дать общего представления о протекании процессов деформации, разрушения и прогноза надежности НВИ.

При исследовании динамических процессов для обоснования закономерностей подобия ФМС НВИ представляется целесообразным использовать теорию динамического подобия Недоступа А.А. [3,4]. Таким образом, рассмотрим изменение безразмерной силы (усилия) χ в НВИ (см. рис. 1), определим связь между безразмерными силовыми χ , геометрическими характеристиками λ и временем τ протекания динамических процессов для натурального орудия рыболовства и его модели [3,4].

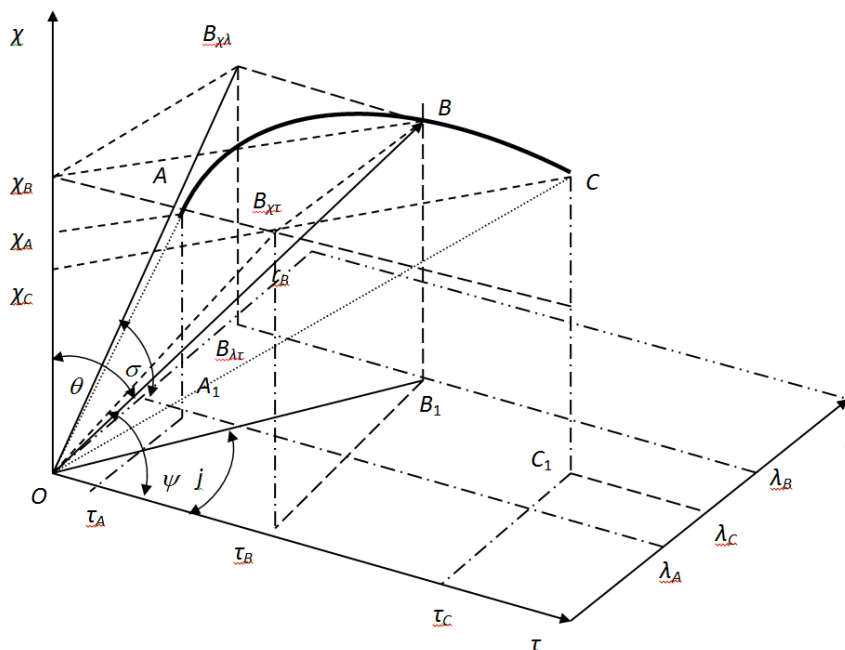


Рис. 1 Зависимость вида $\chi=f(\lambda,\tau)$

Для постановки задачи исследования ФМС НВИ в их динамическом виде требуется ввести некоторые безразмерные показатели:

$$\chi = \frac{T}{T_p}, \quad (1)$$

где χ - безразмерная сила; T - натяжение НВИ; T_p - разрывное усилие НВИ.

$$\lambda = \frac{\Delta l}{L}, \quad (2)$$

где λ - безразмерное удлинение НВИ; ΔL - абсолютное удлинение НВИ; L - длина НВИ.

Следует отметить, что отношение (2) является относительным удлинением, и в литературе обозначается ε .

$$\tau = \frac{t}{t_p}, \quad (3)$$

где τ - безразмерное время; t - время; t_p - время разрыва НВИ.

На рис. 1 изображена зависимость для НВИ вида

$$\chi = f(\lambda, \tau), \quad (4)$$

для различных по структуре, крутке и плотности материалов НВИ. Данная зависимость для натуральных НВИ и их моделей должна быть тождественной [3], т.е.

$$\chi_n = \chi_m. \quad (5)$$

В таблице 1 приведены основные масштабы физических параметров гидродинамических, грунтодинамических, механических и трибологических процессов, протекающих с НВИ.

Таблица 1

Основные масштабы физических характеристик гидродинамических, грунтодинамических, механических и трибологических процессов, протекающих с НВИ при динамическом подобии

Масштабы физических характеристик		Преобразование через масштаб C_l
Физические характеристики	Обозначение	
Геометрический параметр (длина, диаметр и др.)	C_l	C_l
Геометрический параметр (площадь)	C_A	C_l^2
Геометрический параметр (объем)	C_V	C_l^3
Масса	C_m	C_l^3
Время	C_t	$C_l^{5/4}$
Скорость	C_v	$C_l^{-1/4}$
Сила	C_R	$C_l^{3/2}$
Ускорение	C_w	$C_l^{-3/2}$
Плотность	C_ρ	1
Объемный вес	C_γ	$C_l^{-3/2}$
Изгибная жесткость	C_{EI}	$C_l^{7/2}$
Упругость материала	C_E	$C_l^{-1/2}$
Относительное удлинение	C_ε	1
Угол	$C_\alpha = C_{\varphi_{вн}}$	1

Также определены масштабы такого динамического подобия как гидродинамические, грунтодинамические, механические и трибологические процессы рыболовства (см. табл. 1).

Масштаб времени

$$C_t = C_l^{5/4}. \quad (6)$$

Масштаб скорости

$$C_v = C_l^{-1/4}. \quad (7)$$

Масштаб сил

$$C_R = C_l^{3/2}. \quad (8)$$

Масштаб ускорения

$$C_w = C_l^{-3/2}. \quad (9)$$

Масштаб плотности

$$C_p = 1. \quad (10)$$

Рассмотрим физическое подобие такого параметра НВИ, как изгибная жесткость (EI).

Данное подобие проведем на основании экспериментов, выполненных в 2019 г. на кафедре промышленного рыболовства, с НВИ изготовленных из полиамидных волокон (Таблица 2)

Таблица 2

Экспериментальные данные НВИ

Диаметр, d, мм	Длина, L, м	Масса, $M \cdot 10^{-3}$, кг/м	Диаметр шкива, D, мм	Упругая изгибная жесткость, B, Н·м ²	Трибожесткость, b, Н·м ²	Изгибная жесткость, EI, Н·м ²
ПА 187×1×3						
1,1	0,1	0,0001	2	0,00003	0,00003	0,00006
		0,0001	4	-	-	-
		0,0001	8	0,0000069	0,000055	0,0000124
		0,0001	10	0,00001	0,00001	0,00001336
	0,2	0,0002	2	0,00018	0,00017	0,00035
		0,0002	4	0,0001	0,00000	0,0001
		0,0002	8	0,0000468	0,0000347	0,0000815
2,0	0,1	0,0002	2	0,00011	0,00011	0,00022
		0,0002	4	0,0001	0,0001	0,0002
		0,0002	8	0,0000664	0,0000565	0,0001229
		0,0002	10	0,00001	0,00000	0,00001099
	0,2	0,0004	2	0,00072	0,00069	0,00141
		0,0004	4	0,0002	0,0002	0,0004
		0,0004	8	0,0001194	0,0000973	0,0002167
3,1	0,1	0,0004	2	0,00053	0,00051	0,00104
		0,0004	4	0,0001	0,0001	0,0003
		0,0004	8	0,0001223	0,0001038	0,002261
		0,0004	10	0,00024	0,00020	0,0004410
	0,2	0,0008	2	0,00085	0,00081	0,00166
		0,0008	4	0,0001	0,0001	0,0003
		0,0008	8	0,0001838	0,0001354	0,0003192
4,0	0,1	0,0006	2	-	-	-
		0,0006	4	0,0003	0,0003	0,0006
		0,0006	8	0,0009518	0,0008092	0,0017610
		0,0006	10	0,00018	0,00014	0,0003211
	0,2	0,0011	2	0,00098	0,00055	0,00190
		0,0011	4	0,0009	0,0008	0,0017
		0,0011	8	0,0002508	0,0001814	0,0004322
5,0	0,1	0,0008	2	-	-	-
		0,0008	4	-	-	-
		0,0008	8	-	-	-
		0,0008	10	-	-	-
	0,2	0,0016	2	0,00117	0,00107	0,00224
		0,0016	4	0,0009	0,0008	0,0017
		0,0016	8	0,0004376	0,0003447	0,0007823
6,0	0,1	0,0013	2	0,00092	0,00089	0,00181
		0,0013	4	-	-	-
		0,0013	8	-	-	-
		0,0013	10	-	-	-
	0,2	0,0027	2	0,00293	0,00281	0,00574
		0,0027	4	0,0010	0,0014	0,0024
		0,0027	8	0,0010250	0,0008776	0,0019026
		0,0027	10	0,00115	0,00091	0,002058

Необходимо учесть, что, несмотря на исчерпывающую полноту перечня критериев подобия, обеспечение абсолютного подобия совершенно невозможно, как невозможно изучение любых явлений или процессов во всей их полноте. Данное обстоятельство является причиной такой ошибки физического моделирования, как масштабный эффект, величину которого еще предстоит определить.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительством Калининградской области в рамках научного проекта № 19-48-390004.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Баранов, Ф.И. Моделирование рыболовных орудий /Ф.И. Баранов // Рыбное хозяйство, 1940. - №5. - С. 32-33.

2 Фридман, А.Л. Методические указания по физическому моделированию канатных тралов (промежуточный отчет) /А.Л. Фридман. - отчет по теме: анализ элементов конструкций канатных тралов №81-1.2. - Калининград, 1981. - 20 с.

3 Недоступ А.А. Физическое моделирование гидродинамических процессов движения орудий рыболовства// Вестник томского государственного университета. Математика и механика. Томск. - №. 3(19). - 2012. - С. 55-67.

4 Недоступ А.А. Физическое моделирование орудий и процессов рыболовства: Монография. Калининград: Издательство ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2012. - 375 с.

5 Недоступ А.А. Экспериментальная гидромеханика орудий рыболовства. Гриф УМО. М. - Моркнига. - 2014. 363 с.

6 Насенков, П.В. Экспериментальное исследование физико-механических свойств нитевидных-веревочных изделий/ Насенков П.В. // Материалы V Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы освоения биологических ресурсов Мирового океана», Часть 1 Пленарные доклады. Владивосток. 2018. - С. 144-147.

FOR JUSTIFICATION OF RULES OF SIMILARITY BENDING RIGIDITY FISHING MATERIALS

Nedostup Aleksandr Alekseevich, associate professor, PhD in Technical Sciences

Razhev Aleksey Olegovich, research scholar

Nasenkov Pavel Vladimirovich, Phd student of the department of commercial fisheries

Konovalova Karina Vitalevna, master degree student of the department of commercial fishing

Nikiforova Maria Viktorovna, master degree student of the department of commercial fisheries

Lesnyuk Larisa Vitalyevna, master degree student of the department of commercial fisheries

Anikin Alexey Aleksandrovich, Phd student of the department of commercial fisheries.

Kaliningrad State Technical University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: nedostup@klgtu.ru

This article reviews the problems of physical modeling of thread-rope products. These problems are associated with significant difficulties in carrying out field experiments and it becomes necessary to conduct model studies related to dynamic behavioral processes.

К ОБОСНОВАНИЮ ПРАВИЛ ПОДОБИЯ РАЗРЫВНОЙ НАГРУЗКИ РЫБОЛОВНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Недоступ Александр Алексеевич, доцент, канд. техн. наук
Ражев Алексей Олегович, младший научный сотрудник
Насенков Павел Владимирович, аспирант
Коновалова Карина Витальевна, магистрант
Никифорова Мария Викторовна, магистрант
Леснюк Лариса Витальевна, магистрант
Аникин Алексей Александрович, аспирант

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: nedostup@klgtu.ru, pavel.nasenkov@klgtu.ru

Статья посвящена проблемам физического моделирования рыболовных крученых нитевидных материалов, в частности разрывной нагрузки и относительного удлинения. Эти проблемы связаны с существенными сложностями проведения натуральных экспериментов и становится необходимым проведение модельных, связанных с исследованиями на динамические процессы поведения

Орудия рыболовства представляют собой сложные инженерные сооружения, которые состоят из набора элементов и сети. Они также имеют сложные и изменяемые в процессе эксплуатации формы, что связано с перераспределением сил натяжения во всех элементах орудия рыболовства, том числе в нитках, веревках и канатах. При этом сетная часть имеет несимметричные формы.

Данные обстоятельства сильно усложняют силовое воздействие орудия рыболовства с водой, и ограничиваться средствами теоретического анализа при проектировании и расчете не представляется возможным, поэтому эксперимент приобретает основное значение. Причина зависимости эксперимента от теории состоит в том, что эксперимент в механике выполняется обычно не с натурным объектом и не в натуральных условиях, а на модели этого объекта, в условиях, не совпадающих с натурными. Эксперимент при этом должен не просто воспроизводить изучаемое явление, но и моделировать это явление так, чтобы затем можно было от данных эксперимента с моделью перейти к натуре.

При проектировании орудий рыболовства часто необходимо не только математическое, но и физическое моделирование. В таком случае необходимо, чтобы процессы, протекающие с моделями орудий рыболовства, соответствовали натурным. Это означает, что различные физико-механические свойства (ФМС) нитевидных изделий, которые имеют место в модели и в реальной системе, должны описываться одинаковыми закономерностями, хотя их численные значения могут существенно различаться. В связи с этим можно говорить о необходимости выделения критериев, позволяющих «масштабировать» реальную систему. Критерии устанавливаются в теории подобия [1,2].

Натурные объекты, с которыми работает гидромеханика орудий рыболовства (тралы, невода, яруса, сети, промысловые механизмы и др.), невозможно испытывать только в натуральных условиях. Главная причина этого связана с их сложностью, большими размерами и высокой стоимостью. Помимо этого, потребность в испытании различных модификаций каждого из вышеуказанных натуральных объектов возникает обычно тогда, когда объект еще находится в стадии проектирования и расчета. Поэтому в механике широко используются модели натуральных орудий рыболовства, испытания которых проводятся в лабораторных условиях, зачастую довольно далеких от натуральных. Эксперименты проводятся на специально создаваемых модельных установках, воспроизводящих определенным образом изучаемые устройства и протекающие в них физические про-

цессы. При физическом моделировании исследуемая модель обычно имеет меньшие размеры, чем оригинал (натура), и отражает изучаемое явление, сохраняя его физическую сущность.

Большое значение приобрела теория физического моделирования динамических процессов [3,4,5]. Согласно ей, модель должна иметь те же геометрические параметры, что и натурное орудие рыболовства, однако из-за того, что часто их размеры отличаются, а испытание может проводиться при других скоростях и в иной среде (например, в воздухе), то силовое взаимодействие со средой также будет отличаться. В связи с этим имеет место стремление охарактеризовать силовое взаимодействие объекта и среды безразмерными комбинациями или величинами, которые не зависели бы от абсолютных размеров объекта, скорости его движения или скорости потока жидкости, плотности среды, вязкости жидкости и других размерных величин.

Довольно эффективным инструментом при решении вопросов деформации и разрушения, прогноза надежности и ресурса нитевидных изделий, работающих в условиях износа, усталости, динамических и ударных нагрузок, в условиях низких температур и хрупкого разрушения многих материалов, применяемых при конструировании орудий промышленного рыболовства, становятся исследования ФМС нитевидных изделий на разрывных машинах. Все предыдущие исследования ФМС основывались на исследованиях статических процессов [6], что не может дать общего представления о протекании процессов деформации, разрушения и прогноза надежности нитевидных изделий.

Для обоснования правил подобия ФМС нитевидных изделий при динамической постановке задачи воспользуемся теорией динамического подобия Недоступа А.А. [3,4]. С помощью данной теории рассмотрим изменение безразмерной силы (усилия) χ в нитевидных изделиях (см. рис. 1). Определим связь между безразмерными силовыми χ , геометрическими характеристиками λ и временем τ протекания динамических процессов для натурального орудия рыболовства и его модели [3,4].

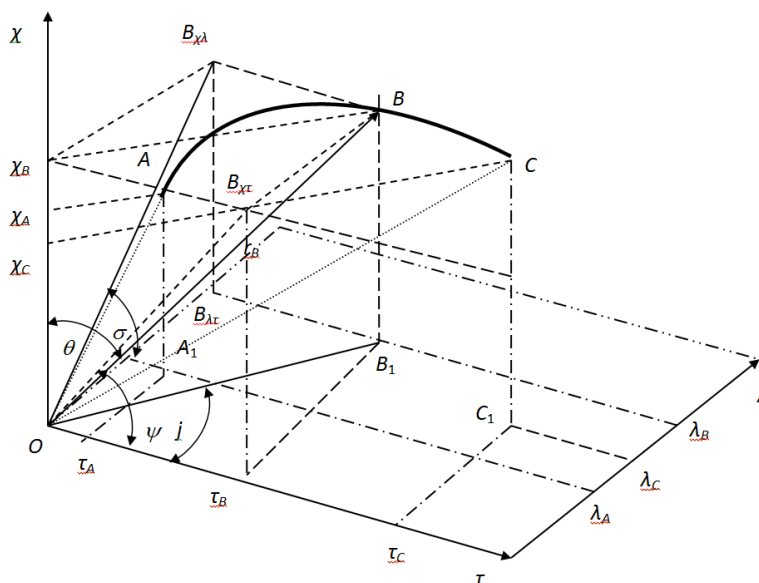


Рис. 1 Зависимость вида $\chi=f(\lambda,\tau)$

Для постановки динамической задачи исследования ФМС нитевидных изделий необходимо ввести ряд безразмерных параметров:

$$\chi = \frac{T}{T_p}, \quad (1)$$

где χ - безразмерная сила; T - натяжение нитевидных изделий; T_p - разрывное усилие нитевидных изделий.

$$\lambda = \frac{\Delta l}{L}, \quad (2)$$

где λ - безразмерное удлинение; ΔL - абсолютное удлинение; L - длина.

Отметим, что отношение (2) является относительным удлинением, и в литературе обозначается ε .

$$\tau = \frac{t}{t_p}, \quad (3)$$

где τ - безразмерное время; t - время; t_p - время разрыва.

На рис. 1 изображена зависимость вида

$$\chi = f(\lambda, \tau), \quad (4)$$

для различных по структуре, крутке и плотности материалов нитевидных изделий. Данная зависимость для натуральных изделий и их моделей должна быть идентичной [3], т.е.

$$\chi_n = \chi_m. \quad (5)$$

В таблице 1 приведены основные масштабы физических характеристик гидродинамических, грунтодинамических, механических и трибологических процессов, протекающих с нитевидными изделиями.

Таблица 1

Масштабы физических характеристик

Масштабы физических характеристик		Преобразование через масштаб C_l
Физические характеристики	Обозначение	
Геометрический параметр (длина, диаметр и др.)	C_l	C_l
Геометрический параметр (площадь)	C_A	C_l^2
Геометрический параметр (объем)	C_V	C_l^3
Масса	C_m	C_l^3
Время	C_t	$C_l^{5/4}$
Скорость	C_v	$C_l^{-1/4}$
Сила	C_R	$C_l^{3/2}$
Ускорение	C_w	$C_l^{-3/2}$
Плотность	C_ρ	1
Объемный вес	C_γ	$C_l^{-3/2}$
Изгибная жесткость	C_{EI}	$C_l^{7/2}$
Упругость материала	C_E	$C_l^{-1/2}$
Относительное удлинение	C_ε	1
Угол	$C_\alpha = C_{\varphi_{\text{вн}}}$	1

Кроме того определены масштабы динамического подобия гидродинамических, грунтодинамических, механических и трибологических процессов рыболовства (см. табл. 1).

Масштаб времени

$$C_t = C_l^{\frac{5}{4}}. \quad (6)$$

Масштаб скорости

$$C_v = C_l^{-\frac{1}{4}}. \quad (7)$$

Масштаб сил

$$C_R = C_l^{\frac{3}{2}}. \quad (8)$$

Масштаб ускорения

$$C_w = C_l^{-\frac{3}{2}}. \quad (9)$$

Масштаб плотности

$$C_\rho = 1. \quad (10)$$

Рассмотрим физическое подобие такого параметра, как разрывная нагрузка и относительное удлинение, на основании проведенных экспериментов с нитевидными изделиями из полиамидных волокон, при различной скорости разрыва и длине образцов (Таблица 2)

Экспериментальные данные

Диаметр, d, мм	Скорость разрыва, V, см/мин	Длина образца, l, мм	Разрывная нагрузка, P, Н	Относительное удлинение, E, %
ПА 187×1×3				
1,1	10	100	449,29	67,94
		175	446,51	49,27
		250	442,73	39,91
	50	100	435,45	72,30
		175	444,65	48,46
		250	425,85	40,46
	100	100	434,59	71,82
		175	450,06	49,08
		250	416,33	37,98
2,0	10	100	1366,50	103,76
		175	1383,15	73,44
		250	1380,43	60,61
	50	100	1377,69	104,8
		175	1379,01	79,14
		250	1367,98	60,62
	100	100	1388,57	105,79
		175	1377,75	77,92
		250	1378,35	58,44
3,1	10	100	2614,61	87,75
		175	2771,58	66,36
		250	2620,09	47,66
	50	100	2576,65	86,09
		175	2648,28	64,37
		250	2578,35	48,7
	100	100	2655,77	90,32
		175	2542,33	61,26
		250	2556,25	48,18
4,0	10	100	1283,38	111,99
		175	1296,21	79,50
		250	1308,56	64,94
	50	100	1298,91	117,37
		175	1275,55	79,39
		250	1284,80	66,15
	100	100	1311,09	121,96
		175	1318,81	84,68
		250	1279,85	63,72

Следует иметь в виду, что сколь бы ни был полон перечень критериев подобия, обеспечение полного подобия принципиально невозможно, как невозможно изучение любых явлений или процессов во всей их полноте. И это приводит к ошибке физического моделирования - масштабному эффекту, величину которого предстоит выяснить.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительством Калининградской области в рамках научного проекта № 19-48-390004.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Баранов, Ф.И. Моделирование рыболовных орудий /Ф.И. Баранов // Рыбное хозяйство, 1940. - №5. - С. 32-33.

2 Фридман, А.Л. Методические указания по физическому моделированию канатных тралов (промежуточный отчет) /А.Л. Фридман. - отчет по теме: анализ элементов конструкций канатных тралов №81-1.2. - Калининград, 1981. - 20 с.

3 Недоступ А.А. Физическое моделирование гидродинамических процессов движения орудий рыболовства// Вестник томского государственного университета. Математика и механика. Томск. - №. 3(19). - 2012. - С. 55-67.

4 Недоступ А.А. Физическое моделирование орудий и процессов рыболовства: Монография. Калининград: Издательство ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2012. - 375 с.

5 Недоступ А.А. Экспериментальная гидромеханика орудий рыболовства. Гриф УМО. М. - Моркнига. - 2014. 363 с.

6 Насенков, П.В. Экспериментальное исследование физико-механических свойств нитевидных-веревочных изделий/ Насенков П.В. // Материалы V Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы освоения биологических ресурсов Мирового океана», Часть 1 Пленарные доклады. Владивосток. 2018. - С. 144-147.

FOR JUSTIFICATION OF RULES OF SIMILARITY BREAKING LOAD FISHING MATERIALS

Nedostup Aleksandr Alekseevich, associate professor, PhD in Technical Sciences

Razhev Aleksey Olegovich, research scholar

Nasenkov Pavel Vladimirovich, Phd student

Konovalova Karina Vitalyevna, master degree student

Nikiforova Maria Viktorovna, master degree student

Lesnyuk Larisa Vitalevna, master degree student

Anikin Alexey Aleksandrovich, Phd student

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: nedostup@klgtu.ru

This article is devoted to the problems of physical modeling of fishing twisted filament materials, in particular, the breaking load and relative elongation. These problems are associated with significant difficulties in carrying out field experiments and it becomes necessary to conduct model-related research on dynamic behavioral processes.

УДК 639.2.081, 519.6, 656.052

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПОЛОГИИ МЕСТА ЛОВА ПО БАТИМЕТРИЧЕСКИМ КАРТАМ ФОРМАТА NETCDF

Недоступ Александр Алексеевич, доцент, канд. техн. наук

Ражев Алексей Олегович, младший научный сотрудник

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: nedostup@klgtu.ru

В статье рассмотрены задачи создания базы данных топологии места лова по батиметрическим картам формата NetCDF и методы их решения, рассмотрена структура формата

файла NetCDF, предложены методы уменьшения трудоемкости работы алгоритмов при имитации и визуализации и преобразования координат точек из геоцентрической системы в топоцентрическую

Системы автоматизированного проектирования и различные тренажерные комплексы широко используются в различных отраслях промышленности, в том числе и морских [1]. В морском и речном флоте тренажерные комплексы используются как в процессе проектирования и эксплуатации, так и для подготовки специалистов и береговой охраны. При построении рыболовных тренажерных комплексов, имитирующих процесс лова в реальных условиях, необходимо приблизить виртуальное место лова к натурному.

Приближение к реальности необходимо не только для визуализации виртуальной сцены, но и для правильной работы виртуального навигационного оборудования такого, как радар и гидролокатор [2]. Обучаясь на тренажере, «виртуальный мир» которого приближен к реальному месту промысла, обучающийся в дальнейшем сможет более эффективно применять свои навыки на практике.

Для имитации надводного мира можно использовать цифровые модели рельефа формата SRTM [3]. Для имитации топологии подводного рельефа данные модели не подходят из-за слишком низкой детализации.

В данной статье будет рассмотрено применение батиметрических электронных карт океана (GEBCO) Национального центра океанографии [4] формата NetCDF (Common Data Format) для создания базы данных топологии места лова. Формат NetCDF разработан для хранения и обмена скалярных и многомерных научных данных различными исследователями и организациями.

Структурно файл формата NetCDF является контейнером, данные в котором хранятся в виде одномерных и двумерных массивов. Данные большей размерности хранятся в виде последовательности двумерных массивов. На Рис. 1 показан пример хранения четырехмерных данных на площади, меняющиеся со временем и при изменении высоты.

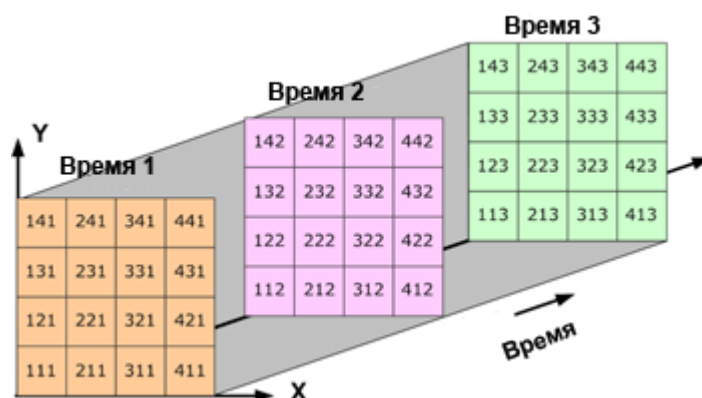


Рис. 1 Структура четырехмерных данных в файле формата NetCDF

Файл NetCDF содержит измерения, переменные и атрибуты. Совместно эти компоненты используются для сохранения значения данных, а также отношений между полями данных в наборе данных, состоящем из массивов.

Структура файла с батиметрической карты приведена ниже. Строки пронумерованы для удобства изложения материала.

```

01. netcdf file:/C:/КТТУ/НИП/НИП-2019/RN-2421_1550380692012/GEBCO_2014_2D.nc {
02.  dimensions:
03.      lat = 21600;
04.      lon = 43200;
05.  variables:
06.      short elevation(lat=21600, lon=43200);
07.          :standard_name = "height_above_reference_ellipsoid";
08.          :long_name = "Elevation relative to sea level";
09.          :units = "m";
10.          :scale_factor = 1.0; // double
11.          :add_offset = 0.0; // double
12.          :sdn_parameter_urn = "SDN:P01::BATHHGHT";
13.          :sdn_parameter_name = "Sea floor height (above mean sea level) {bathymetric
height}";
14.          :sdn_uom_urn = "SDN:P06:ULAA";
15.          :sdn_uom_name = "Metres";

16.      double lat(lat=21600);
17.          :standard_name = "latitude";
18.          :long_name = "latitude";
19.          :units = "degrees_north";
20.          :axis = "Y";
21.          :sdn_parameter_urn = "SDN:P01::ALATZZ01";
22.          :sdn_parameter_name = "Latitude north";
23.          :sdn_uom_urn = "SDN:P06:DEGN";
24.          :sdn_uom_name = "Degrees north";

25.      double lon(lon=43200);
26.          :standard_name = "longitude";
27.          :long_name = "longitude";
28.          :units = "degrees_east";
29.          :axis = "X";
30.          :sdn_parameter_urn = "SDN:P01::ALONZZ01";
31.          :sdn_parameter_name = "Longitude east";
32.          :sdn_uom_urn = "SDN:P06::DEGE";
33.          :sdn_uom_name = "Degrees east";
34. }

```

Разберем структуру подробнее. В строках 02-04 описываются размер каждой размерности (dimensions). Батиметрические карты имеют две размерности – широта (latitude) и долгота (longitude). В зависимости от степени детализации на один градус широты/долготы может приходиться различное количество элементов массива. В данном примере двумерный массив имеет размеры по широте 21600, а по долготе 43200 элементов.

Далее, в строках 05-33 идет секция описания переменных. В файле батиметрических карт их три: elevation (строки 06-15), lat (строки 16-24) и lon (строки 25-33).

Переменная elevation представляет собой двумерный массив целочисленных значений высот (глубин) в диапазоне от -32768 до 32767. Положительные значения обозначают высоту над уровнем моря в метрах, отрицательные – глубину.

Переменные lat и lon являются ссылочными одномерными массивами вещественных значений двойной точности, ставящими в соответствие индексам в массиве elevation широту и долготу в градусах. Необходимость этих массивов обусловлена тем, что земля имеет форму эллипсоида. При этом соответствие индекс-угол нелинейно.

Кроме описанных секций формат NetCDF также имеет секцию атрибутов. В атрибутах можно указывать вспомогательную информацию. В случае батиметрических карт атрибуты применяются исключительно для текстовых комментариев и в данной статье не рассматриваются.

На Рис. 2 показана карта глубин и высот поверхности Земли, полученная из файла примера. На ней значениям глубины/высоты ставится в соответствие цвет.

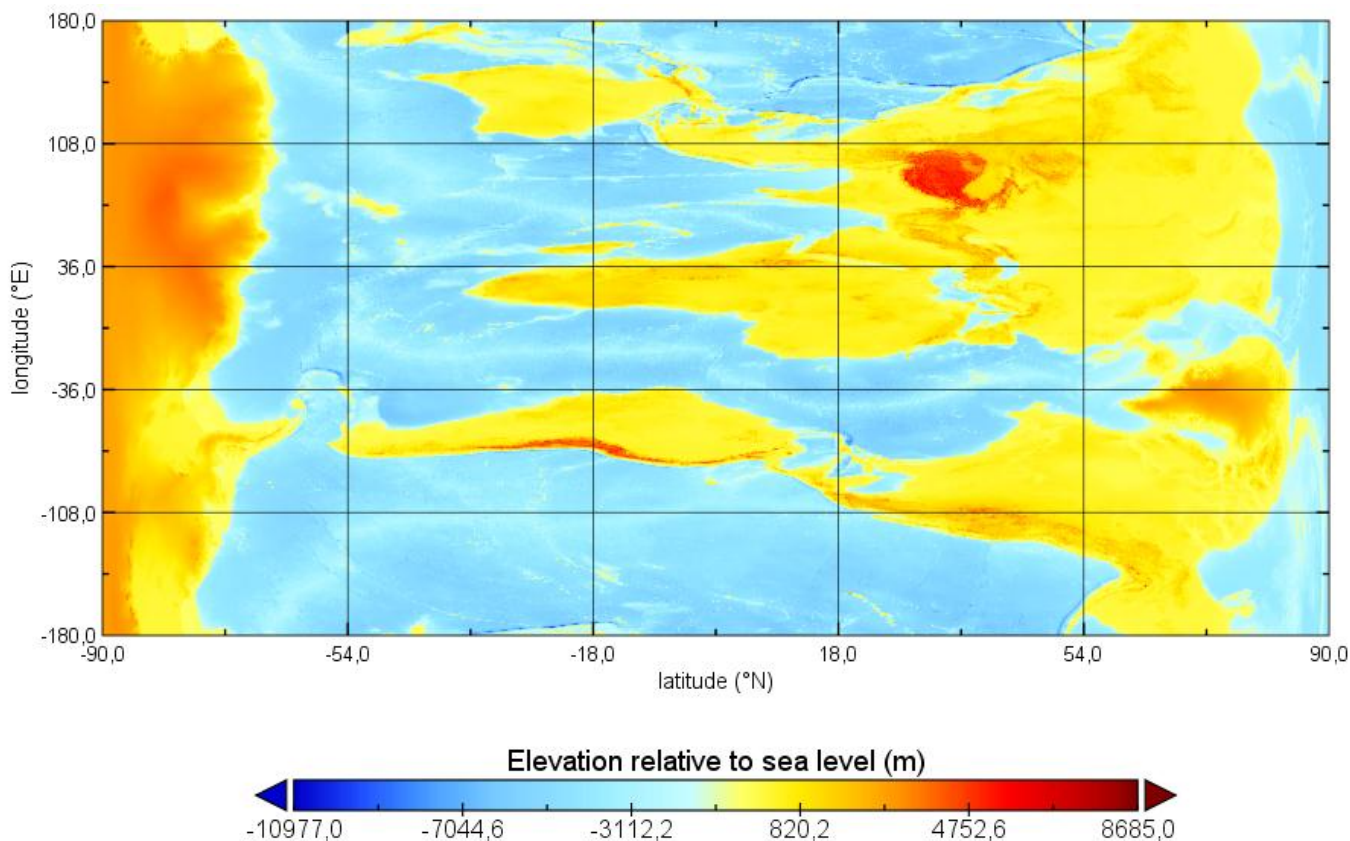


Рис. 2 Карта глубин и высот поверхности Земли

Размер данных батиметрических карт обычно очень велик. В данном примере он составляет $21600 \cdot 43200 \cdot 2$ байт $\approx 1,8$ Гбайт. И это при относительно небольшой для задач имитации процесса лова точности. Считая длину экватора Земли приблизительно равную 40000 км получаем точность представления информации $40000 \text{ км} / 43200 \approx 926 \text{ м}$. А поскольку в тренажерной системе обработка соответствующих данных является только одной из функций, целиком в оперативную память ЭВМ данные карты загрузить не представляется возможным. Более того, как при визуализации, так и в процессе вычислений при имитации используется топоцентрическая прямоугольная система координат, а не геоцентрическая [5]. Поэтому для построения базы данных топологии места лова необходимо решить две основные задачи:

- 1 сегментировать данные, полученные из файла NetCDF;
- 2 трансформировать данные из геоцентрической системы координат в топоцентрическую прямоугольную.

Первая задача решается разбивкой карты на относительно небольшие сегменты, охватывающие место промысла. Каждый сегмент хранится в отдельном файле и целиком подгружается в память.

Для решения второй задачи необходимо перед сохранением сегмента в файле провести соответствующие преобразования (с учетом эллиптической формы Земли) [5,6].

В топоцентрической прямоугольной системе начало координат u, v, w расположено над эллипсоидом в некоторой точке Q . Ось w лежит на нормали к эллипсоиду, проходящей через точку Q . Ось u лежит в плоскости меридиана точки Q , перпендикулярна к оси w и направлена на север. Ось v перпендикулярна к осям w и u и направлена в сторону увеличения долготы на восток. Координатные оси u и v лежат в плоскости геодезического горизонта, т.е. в плоскости, перпендикулярной нормали к эллипсоиду.

Для трансформации из геоцентрической системы в топоцентрическую прямоугольную вначале проведем трансформацию из геоцентрической системы в пространственную прямоугольную систему (см. рис. 3) [5], а затем применив аффинные преобразования [7] трансформируем из последней в топоцентрическую

$$(u, v, w, 0) = \mathbf{M}_1 \times \mathbf{M}_2 \times (X, Y, Z, 0) \quad (1)$$

где u, v, w – координаты в топоцентрической системе координат; \mathbf{M}_1 – матрица сдвига (вычисляется из координат точки Q в пространственной прямоугольной системе по (2) при $H=0$); \mathbf{M}_2 – матрица поворота (вычисляется из широты и долготы точки Q , заданной условием задачи); X, Y, Z – координаты в пространственной прямоугольной системе координат.

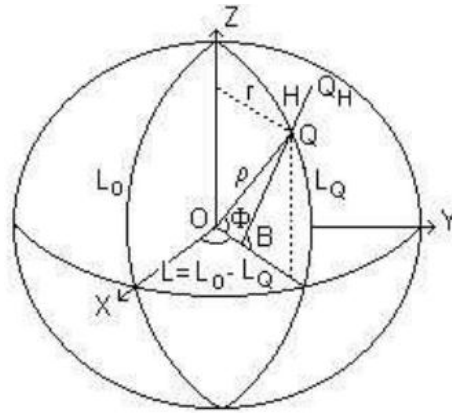


Рис. 3 Пространственные прямоугольные координаты

В пространственной прямоугольной системе начало координат расположено в центре земного эллипсоида, ось X — в плоскости начального меридиана долготы L_0 , ось Z направлена по оси вращения эллипсоида, при этом оси X и Y лежат в плоскости экватора.

Для трансформации из геоцентрической системы в пространственную прямоугольную применим зависимость [5]

$$\begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (N + H) \cos B \cos L \\ (N + H) \cos B \sin L \\ (N(1 - e^2) + H) \sin B \end{pmatrix} \quad (2)$$

где N – радиус на экваторе; H – высота точки над уровнем моря; B – широта; L – долгота. Значения H, B, L берутся из переменных elevation, lat и lon.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Волкогон В.А., Недоступ А.А., Ражев А.О., Кострикова Н.А., Поляков Р.К., Кузин В.И. Обоснование создания тренажерного комплекса по проектированию и моделированию траловых систем. Морские интеллектуальные технологии. №4(38) Т.2. 2017. - С. 177-185.
- 2 Недоступ А.А., Ражев А.О. Анализ стандартов на навигационно-информационные системы для задач имитационного моделирования процессов лова// Сборник материалов V Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы освоения биологических ресурсов Мирового океана» Владивосток, Дальрыбвтуз, Часть I. 2018. - С. 277-281.
- 3 Недоступ А.А., Ражев А.О. Имитационное моделирование работы радара рыболовного тренажерного комплекса с использованием цифровых моделей рельефа SRTM. Морские интеллектуальные технологии. №4(42) Т.4. 2018. - С. 279-282.
- 4 Сайт компании British Oceanographic Data Centre <https://www.bodc.ac.uk> [Электронный ресурс].
- 5 Серапинас Б.Б. Геодезические основы карт: Учебное пособие. – М.: Изд-во Моск. Ун-та, 2001. -133 с.
- 6 ГОСТ Р 51794-2008. Глобальные навигационные спутниковые системы. Системы координат. Методы преобразований координат определяемых точек. - М.: Стандартинформ. 2009. -16 с.
- 7 Каган В.Ф. Основы теории поверхностей в тензорном изложении. — Рипол-классик, 2013. — 518 с.

DEFINITION OF FISHING PLACE TOPOLOGY ON BATHYMETRIC MAPS OF THE NETCDF FORMAT

Nedostup Aleksandr Alekseevich, associate professor, PhD in Technical Sciences
Razhev Aleksey Olegovich, research scholar

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: nedostup@klgtu.ru

This article describes the problem of creating a database of topology of fishing place on bathymetric maps of NetCDF format and methods for their solution, the structure of the netCDF file form, the methods of reducing the complexity of the algorithms in the simulation and visualization, and transformation of the coordinates of points from the geocentric system to the topocentric.

УДК 639.2.081, 519.6, 53.03

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ СТАИ РЫБ В ОКРЕСТНОСТЯХ ТРАЛА

Недоступ Александр Алексеевич, доцент, канд. техн. наук
Ражев Алексей Олегович, младший научный сотрудник

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»,
Калининград, Россия, e-mail: nedostup@klgtu.ru, progacpp@live.ru

В статье рассмотрена автономная децентрализованная математическая модель поведения стаи рыб вблизи трала, основанная на уравнениях движения Ньютона. Для оценки адекватности математической модели при различной степени ее связанности M проведено численное моделирование поведения стаи скумбрии вблизи трала. Входные параметры математической модели получены экспериментальным путем. По результатам экспериментов было вычислено оптимальное значение M

При построении тренажерных комплексов [1] и «цифровых двойников» траловых систем, имитирующих процесс лова, необходимо моделировать поведение стаи рыб вблизи трала. При этом необходимо учитывать, что поведение отдельных особей рыб отличается от поведения их в стае. Внутри стаи отдельные особи движутся согласованно.

Опишем движение i -ой особи в стае дифференциальными уравнениями движения (1), а всю стаю системой уравнений при $i=1,2,\dots,N_f$

$$\begin{cases} \frac{d\mathbf{x}_i}{dt} = \mathbf{v}_i \\ m_i \frac{d\mathbf{v}_i}{dt} = \mathbf{F}_{i1} + \mathbf{F}_{i2} + \mathbf{F}_{i3} + \mathbf{F}_{i4} \end{cases} \quad (1)$$

при начальных условиях $\mathbf{v}_i=\mathbf{v}_0$, $\mathbf{x}_i=\mathbf{x}_{i0}$, где \mathbf{x}_i – координаты особи в пространстве; t – время процесса; \mathbf{v}_i – вектор скорости перемещения особи; m_i – ее масса; \mathbf{F}_{i1} – сила, развиваемая рыбой, при отсутствии препятствий (трала) и соседних рыб; \mathbf{F}_{i2} – корректирующая сила, развиваемая рыбой при нахождении ее вблизи элементов траловой системы, дна и поверхности водоема; \mathbf{F}_{i3} – корректирующая сила, развиваемая рыбой при приближении ее к другим рыбам в стае; \mathbf{F}_{i4} – случайная составляющая силы; N_f – количество рыб в стае; \mathbf{v}_0 – начальная скорость движения стаи, одинаковая для каждой особи; \mathbf{x}_{i0} – начальное положение особи.

Начальные условия для (1) задаются как входные параметры математической модели и определяют начальное направление перемещения стаи и ее форму.

Сила \mathbf{F}_{i1} зависит от

$$\mathbf{F}_{i1} = -a_{i1}(v_i - a_{i2})(v_i - a_{i3})\mathbf{v}_i \quad (2)$$

при условии $a_{i2} < a_{i3}$, где a_{i1} , a_{i2} , и a_{i3} – параметры, уникальные для каждой особи [2].

Выражение (2) описывает тот факт, что одиночная рыба в отсутствие поблизости препятствий и других особей стремится достичь одну из двух скоростей a_{i2} или a_{i3} , либо остановиться.

При подходе к тралу, дну или поверхности водоема рыба воспринимает их как препятствие, стараясь не сталкиваться и плыть вдоль препятствия, развивая дополнительную корректирующую силу

$$\mathbf{F}_{i2} = k_{wi}^+ \sum_{l=1}^L \mathbf{f}_{wil}^+ + k_{wi}^- \sum_{l=1}^L \mathbf{f}_{wil}^- \quad (3)$$

Данная сила должна корректировать движение таким образом, чтобы противодействовать чрезмерному приближению и удалению от препятствия, выступая таким образом притягивающей или отталкивающей силой. Для расчета \mathbf{F}_{i2} элементы траловой системы (канатно-сетная часть, траловые доски, судно и т. д.), дна и поверхности водоема в математической модели представляются поверхностями.

В (3) использованы следующие обозначения: L – количество поверхностей препятствий; l – номер поверхности; k_{wi}^+ и k_{wi}^- – параметры, уникальные для каждой особи; \mathbf{f}_{wil}^+ и \mathbf{f}_{wil}^- – силовые компоненты, определяющие притягивающее (4) и отталкивающее (5) усилие:

$$\mathbf{f}_{wil}^+ = \begin{cases} v_{il} \mathbf{e}_l \frac{d^+ - d_{il}}{d^+} & | v_{il} > 0, d_{il} < d^+ \\ 0 & \end{cases} \quad (4)$$

$$\mathbf{f}_{wil}^- = \begin{cases} v_{il} \mathbf{e}_l \frac{d^- - d_{il}}{d^-} & | v_{il} < 0, d_{il} < d^- \\ 0 & \end{cases} \quad (5)$$

где v_{il} – скорость удаления особи i от поверхности l по нормали к ней; \mathbf{e}_l – единичный вектор, направленный по нормали к поверхности l ; d_{il} – расстояние между рыбой и поверхностью; d^+ и d^- – граничные притягивающее и отталкивающее расстояния соответственно (являются входными параметрами).

Корректирующая сила \mathbf{F}_{i3} , развиваемая рыбой при приближении ее к другим рыбам в стае, определяется как

$$\mathbf{F}_{i3} = \sum_{j \in \mathbf{N}_i} b_{ij} \frac{\mathbf{x}_j - \mathbf{x}_i}{r_{ij}} + \sum_{j \in \mathbf{N}_i} c_{ij} \frac{\mathbf{v}_j - \mathbf{v}_i}{M_i} \quad (6)$$

где j – номер приближающейся рыбы; \mathbf{N}_i – подмножество особей, влияющих на поведение особи i ; M_i – количество особей в \mathbf{N}_i ; \mathbf{x}_j – ее положение; r_{ij} – расстояние между особями i и j ; \mathbf{v}_j – скорость особи j ; b_{ij} и c_{ij} – величины, зависящие от расстояния между особями (см. рис. 1):

$$b_{ij} = \begin{cases} \frac{k_{bi2} - k_{bi1}}{\alpha_{i1}} r_{ij} + k_{bi1} & | 0 < r_{ij} < \alpha_{i1} \\ k_{bi2} & | \alpha_{i1} < r_{ij} < \alpha_2 \\ 0 & \end{cases} \quad (7)$$

$$c_{ij} = \begin{cases} k_{ci} & | 0 < r_{ij} \leq \delta \\ 0 & \end{cases}$$

где k_{bi1} , k_{bi2} , k_{ci} , α_{i1} – параметры, уникальные для каждой особи; α_2 и δ – параметры, общие для всей стаи.

Первое слагаемое в правой части (6) определяет составляющую силы \mathbf{F}_{i3} , поддерживающую расстояние между особями. Второе слагаемое поддерживает скорость между особями в заданных пределах. Значение M_i влияет на адекватность математической модели и должно быть оптимизи-

ровано. В представленной математической модели M_i задается как входной параметр. В зависимости от его значения подмножество N_i определяется как M_i наиболее близких к особи i особей.

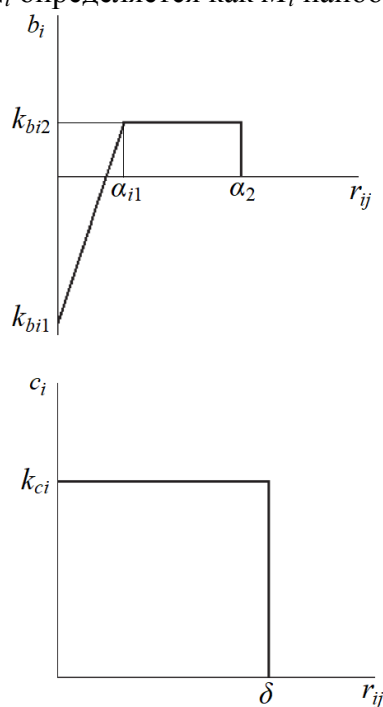


Рис. 1 Зависимость b_i и c_i от r_{ij}

Случайная составляющая силы F_{i4} имеет дисперсию, задаваемую входным параметром математической модели, и нулевое математическое ожидание.

В таблице 1 приведены параметры, используемые в (2)-(5) и (7), полученные экспериментально для пяти особей скумбрии [3]. Эксперимент проводился в замкнутом пространстве, ход эксперимента был зафиксирован видео-съемкой. Результаты эксперимента были обработаны с использованием метода наименьших квадратов по данным временных рядов [4].

Таблица 1

Параметры математической модели

Параметр	Порядковый номер особи				
	1	2	3	4	5
a_{i1} , гр·с/см ²	-0,009	-0,0051	0,0057	-0,0002	-0,0039
a_{i2} , см/с	20,5	33,7	-165,9	40,4	26,7
a_{i3} , см/с	875	355	41,7	5126	8136
k_{bi1} , гр·см/с ²	-572	-1003	-459	-503	-1196
k_{bi2} , гр·см/с ²	156	179	247	255	154
k_{ci} , гр/с	0,263	0,130	0,157	-0,311	2,26
α_{i1} , см	11,6	13,7	9,12	9,32	15,4
k_{wi}^+ , гр/см	42,0	141	96,3	86,9	161
k_{wi}^- , гр/см	-22,7	-11,5	-18,4	-12,2	-34,4

Рассмотрим влияние задаваемого размера подмножества особей M_i на адекватность математической модели. При малых значениях M_i ослабляется влияние стайного эффекта, уменьшается взаимная передача информации от рыбы, заметившей препятствие, к ее соседям, что приводит к большой погрешности имитации. При больших значениях M_i чрезмерно усиливается взаимосвязь внутри стаи, что уменьшает возможность обхода отдельных особей препятствий. Таким образом при слишком малых больших значениях M_i математическая модель не может правильно описать фактическое поведение стаи рыб в процессе тралового лова.

Для определения оптимального значения M_i была введена количественная оценка адекватности математической модели при помощи показателей D и T

$$D = \frac{1}{n_i N_f} \sum_{n=1}^{n_i} \sum_{i=1}^{N_f} d_{ni} \quad (8)$$

$$T = \frac{1}{N_f} \sum_{i=1}^{N_f} T_i$$

где n_i – количество временных отсчетов; d_{ni} – расстояние между особью i и центральной точкой стаи, определяется как среднее значение координат всех особей в стае; T_i – время нахождения внутри тралового мешка.

Расчет показателей D и T проводился по результатам натурального эксперимента и численных экспериментов для различных значений M_i . Экспериментально установлено, что математическая модель наиболее адекватна при M_i в диапазоне от 5 до 10. С учетом того, что при увеличении M_i увеличивается трудоемкость имитационной модели, авторы статьи предлагают использовать значение 5.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Волкогон В.А., Недоступ А.А., Ражев А.О., Кострикова Н.А., Поляков Р.К., Кузин В.И. Обоснование создания тренажерного комплекса по проектированию и моделированию траловых систем. Морские интеллектуальные технологии. №4(38) Т.2. 2017. - С. 177-185.

2 Takagi, T., Moritomi, Y., Iwata, J., Nakamine, H., and Sannomiya, N. 2004. Mathematical model of fish schooling behaviour in a set-net. - ICES Journal of Marine Science, 61: 1214-1223.

3 Nakamine, H., and Sannomiya, N. 1995. Effect of autonomous decentralization mechanism in fish behaviour. Transactions of Institute of Systems, Control and Information Engineers, 8: 350-356.

4 Айвазян С. А. Прикладная статистика. Основы эконометрики. Том 2. — М.: Юнити-Дана, 2001. — 432 с.

MATHEMATICAL MODEL OF FISH SCHOOL MOTION IN A VICINITY OF TRAWL

Nedostup Aleksandr Alekseevich, associate professor, PhD in Technical Sciences
Razhev Aleksey Olegovich, research scholar

Kaliningrad State Technical University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: nedostup@klgtu.ru, progacpp@live.ru

In this article the autonomous decentralized mathematical model of behavior of a flock of fishes near a trawl based on Newton's equations of motion is considered. To assess the adequacy of the mathematical model at different degrees of its connection M , numerical modeling of the behavior of a flock of mackerel near the trawl was carried out. The input parameters of the mathematical model are obtained experimentally. The optimal value of m was calculated based on the results of the experiments.

СЕКЦИЯ «ПРИКЛАДНАЯ РАДИОФИЗИКА, РАДИОТЕХНИКА И ИНФОРМАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ»

SECTION "APPLIED RADIOPHYSICS, RADIO ENGINEERING AND INFORMATION SECURITY"

УДК 621.396.677

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОЛЯ ИЗЛУЧЕНИЯ ДВУХЗЕРКАЛЬНОЙ АНТЕННЫ ГРЕГОРИ В РАМКАХ МЕТОДА ПОВЕРХНОСТНЫХ ТОКОВ

Волхонская Елена Вячеславовна, д-р техн. наук, доцент
Коротей Евгений Владимирович, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: volkhonskaya_e@mail.ru, eugeny_korotey@mail.ru

В работе представлены результаты построения математической модели поля излучения двухзеркальной антенны системы Грегори в рамках метода поверхностных токов, проведена апробация модели на двухзеркальной антенне с логопериодическим микрополосковым облучателем. Установлено, что при использовании двухзеркальных антенн систем Грегори и Кассегрена при одном и том же размере основного зеркала для антенн систем Грегори требуется контррефлектор меньшего размера

Для организации космической и радиорелейной связи, а также в радиоастрономии и других областях наиболее широкое применение в настоящее время имеют двухзеркальные антенны. В сравнении с однозеркальными антеннами они обладают рядом преимуществ [1], таких как повышенный коэффициент использования поверхности (КИП), возможность получения узких диаграмм направленности (ДН) с шириной в несколько угловых минут, простота подвода питания к облучателю и укорочение линии питания, что снижает потери в ней, а опосредованно и шумовую температуру тракта питания. В двухзеркальных антеннах по сравнению с однозеркальными упрощается решение задачи синтеза ДН, ввиду большего количества варьируемых параметров: размеры основного и дополнительного зеркала, расстояние между зеркалами и облучателем и пр.

В зависимости от формы дополнительного зеркала (контррефлектора) различают две классических конструкции двухзеркальной антенны: Кассегрена и Грегори [2]. В обеих системах основное зеркало (рефлектор) имеет профиль параболоида вращения. Контррефлектор в системе Кассегрена имеет профиль гиперболоида вращения, а в системе Грегори – эллипсоида вращения. Функционирование обеих систем основано на одном и том же эффекте, вызываемом применением отражающей поверхности второго порядка: при отражении пучка лучей, созданного точечным облучателем, помещенным в один из фокусов данной поверхности, он расходится в виде сферической волны с фазовым центром, расположенным во втором фокусе. Параболическое зеркало преобразует сферический фронт в плоский.

Синтез ДН может проводиться в рамках таких стандартных методов, как апертурный метод и метод поверхностных токов [3]. В работе авторов [4] было показано, что применение апертурного метода дает завышенные результаты в значениях коэффициента направленного действия (КНД), максимального уровня боковых лепестков (УБЛ) и КИП и заниженные результаты в значениях ширины ДН. Также было показано, что математическая модель поля излучения двухзеркальной антенны Кассегрена может быть построена на основе стандартного подхода, изложенного

в работе [5]. В данной статье приводятся результаты применения данного подхода к анализу поля излучения двухзеркальной антенны Грегори.

В системе координат, связанной с фокусом F_1 контррефлектора, в который помещен облучатель, профиль вспомогательного зеркала может быть описан выражением (1) вида (рисунок 1):

$$\rho_2(\psi_2) = \frac{p_2}{1 + \varepsilon \cos(\psi_2)}, \quad (1)$$

где ρ_2 – расстояние от фокуса F_1 до точки на поверхности контррефлектора,

ψ_2 – угол между продольной осью симметрии эллипсоида z_2 и направлением на точку на поверхности контррефлектора,

p_2 и ε – параметры эллипсоида, определяемые размерами большой и малой полуосей главного сечения эллипсоида плоскостью, содержащей продольную ось симметрии, и описываемыми выражениями (2) вида:

$$p_2 = \frac{b^2}{a}, \quad \varepsilon = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}, \quad (2)$$

где a – большая полуось,

b – малая полуось сечения.

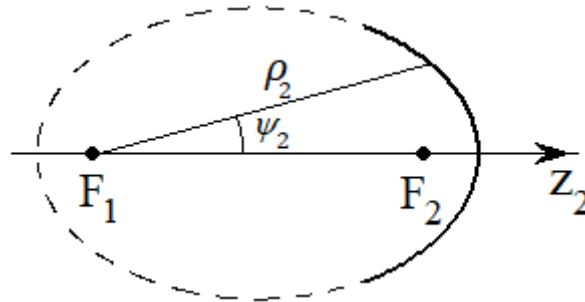


Рис.1 – Главное сечение эллипсоида плоскостью, содержащей продольную ось симметрии

Расстояние между фокусами эллипсоида обозначим как $F_1F_2 = 2f_2$, где f_2 – фокусное расстояние эллипса (сечения эллипсоида). Фокусное расстояние f_2 связано с введенным выше параметром ε и большой полуосью a простым соотношением $f_2 = a \cdot \varepsilon$.

Первый этап реализации метода контурных токов включает расчет компонент плотности поверхностных токов, наведенных на контррефлекторе, в соответствии с выражениями (3) вида:

$$\begin{cases} j_{x2} = 2\dot{H}_\varphi(\alpha_2, \beta_2)[n_y(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi z}(\beta_2) - n_z(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi y}(\beta_2)], \\ j_{y2} = 2\dot{H}_\varphi(\alpha_2, \beta_2)[n_z(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi x}(\beta_2) - n_x(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi z}(\beta_2)], \\ j_{z2} = 2\dot{H}_\varphi(\alpha_2, \beta_2)[n_x(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi y}(\beta_2) - n_y(\eta_2, \xi_2)i_{\varphi x}(\beta_2)], \end{cases} \quad (3)$$

где j_{x2} , j_{y2} и j_{z2} – компоненты плотности поверхностных токов, наведенных на контррефлекторе облучателем;

$\dot{H}_\varphi(\alpha_2, \beta_2)$ – комплексная амплитуда азимутальной компоненты напряженности магнитного поля, создаваемого облучателем в месте расположения элементарной площадки на поверхности контррефлектора;

(α_2, β_2) – сферические углы, задающие направление на данную площадку из фокуса F_1 (рисунок 2, а);

n_x , n_y и n_z – компоненты вектора нормали \vec{n} к элементарной площадке на поверхности контррефлектора;

$i_{\varphi x}$, $i_{\varphi y}$ и $i_{\varphi z}$ – компоненты орта \vec{i}_φ , задающего направление в пространстве компоненты напряженности магнитного поля \vec{H}_φ ;

(η_2, ξ_2) – сферические углы, задающие направление внешней нормали к элементарной площадке относительно продольной оси симметрии эллипсоида z_2 и оси x'_2 , перпендикулярной ей (рисунок 2, б).

Компоненты вектора нормали \vec{n} к элементарной площадке на поверхности контррефлектора определяются через сферические углы η_2, ξ_2 выражениями (4) вида:

$$n_x = -\sin(\eta_2) \cos(\xi_2), n_y = -\sin(\eta_2) \sin(\xi_2), n_z = -\cos(\eta_2). \quad (4)$$

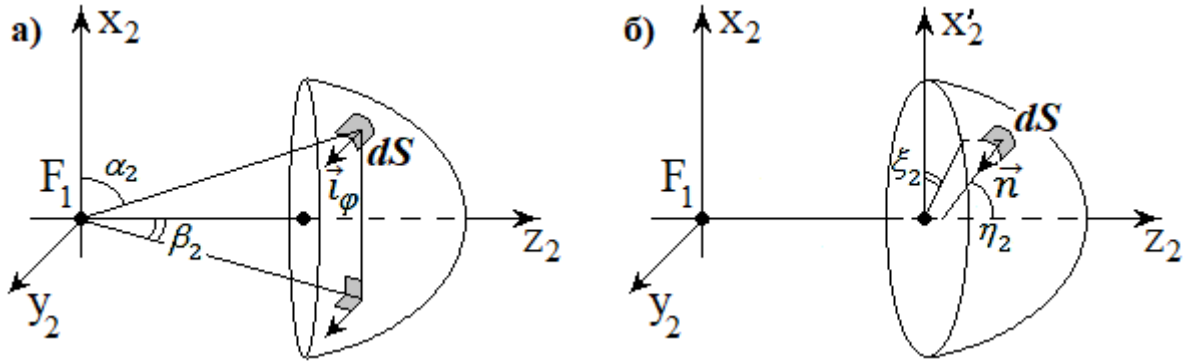


Рисунок 2 – Задание ориентации в пространстве орта азимутальной компоненты напряженности магнитного поля (а) и нормали к элементарной площадке на поверхности контррефлектора (б)

Орт \vec{i}_φ , задающий направление в пространстве компоненты напряженности магнитного поля \vec{H}_φ , лежит в плоскости $F_1 y_2 z_2$ и поэтому его компоненты определяются единственным углом β_2 в соответствии с выражениями (5) вида:

$$i_{\varphi x} = 0, i_{\varphi y} = \cos(\beta_2), i_{\varphi z} = \sin(\beta_2). \quad (5)$$

Компоненты плотности поверхностных токов, наведенных на контррефлекторе, определенные выражениями (3), позволяют записать компоненты вектора излучения контррефлектора [3] в виде выражений (6):

$$N_{x2} = \int j_{x2} \cdot e^{-i\beta_0 \Delta r_2} dS_2, N_{y2} = \int j_{y2} \cdot e^{-i\beta_0 \Delta r_2} dS_2, N_{z2} = \int j_{z2} \cdot e^{-i\beta_0 \Delta r_2} dS_2, \quad (6)$$

где N_{x2}, N_{y2} и N_{z2} – компоненты вектора излучения контррефлектора;

β_0 – волновое число;

Δr_2 – разность хода лучей из фокуса F_2 (рисунок 3, а) и точки на поверхности контррефлектора до точки наблюдения в дальней зоне;

dS_2 – элемент поверхности эллипсоида,

а опосредованно через них построить модель (7) – (8) поля излучения самого контррефлектора:

$$\dot{E}_{\theta_2}(\theta_2, \varphi_2) = -30i \cdot \beta_0 \frac{e^{-i\beta_0 r_{02}}}{r_{02}} \cdot [N_{x2} \cos(\theta_2) \cos(\varphi_2) + N_{y2} \cos(\theta_2) \sin(\varphi_2) - N_{z2} \sin(\theta_2)], \quad (7)$$

$$\dot{E}_{\varphi_2}(\theta_2, \varphi_2) = -30i \cdot \beta_0 \frac{e^{-i\beta_0 r_{02}}}{r_{02}} \cdot [N_{x2} \sin(\varphi_2) - N_{y2} \cos(\varphi_2)], \quad (8)$$

где $\dot{E}_{\theta_2}(\theta_2, \varphi_2)$ и $\dot{E}_{\varphi_2}(\theta_2, \varphi_2)$ – комплексные амплитуды меридиональной и азимутальной компонент напряженности электрического поля контррефлектора в дальней зоне;

(θ_2, φ_2) – углы сферической системы координат с центром в фокусе F_2 ;

r_{02} – расстояние от фокуса F_2 до точки наблюдения в дальней зоне.

При осуществлении интегрирования в выражениях (6) удобнее перейти к полярной системе координат (R_2, ξ_2) , связанной с раскрывом контррефлектора (рисунок 3, б). Введенные ранее пе-

ременные могут быть записаны через данные координаты в виде выражений (9) исходя из геометрических соображений:

$$\rho_2 = \frac{R_2}{\sin(\psi_2)}, \cos(\alpha_2) = \cos(\xi_2) \sin(\psi_2), \cos(\beta_2) = \frac{\cos(\psi_2)}{\sin(\alpha_2)}, \operatorname{tg}(\eta_2) = \frac{\sin(\psi_2)}{\varepsilon - \cos(\psi_2)}, \quad (9)$$

где угол ψ_2 косвенно связан с радиальной координатой R_2 в раскрыве. Для установления данной связи достаточно приравнять правые части первого из выражений (9) и выражения (1). Получающееся в результате тригонометрическое уравнение имеет два решения относительно $\operatorname{tg}(\frac{\psi_2}{2})$, определяемые выражением (10) вида:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\psi_2}{2}\right) = \frac{p_2}{R_2(1+\varepsilon)} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{R_2^2}{p_2^2}(1 - \varepsilon^2)}\right), \quad (10)$$

где знак «+» определяет зависимость для глубоких (короткофокусных) зеркал, а знак «-» – для мелких (длиннофокусных) зеркал. Поскольку короткофокусные зеркала в двухзеркальных антеннах Грегори не применяются ввиду затенения части лучей при отражении от контррефлектора, то в выражении (10) следует оставить знак «-».

Последнее из выражений (9) вытекает из определения нормали (11):

$$\vec{n} = (n_x, n_z) = \left(\left(\frac{dx(z)}{dz} \right)^{-1}, -1 \right), \quad (11)$$

где $x(z)$ – уравнение, описывающее профиль сечения эллипсоида плоскостью $y = 0$. С учетом того, что $x(\psi) = \rho_2(\psi)\sin(\psi)$ и $z(\psi) = \rho_2(\psi)\cos(\psi)$ производная в выражении (11) может быть взята по правилу дифференцирования параметрически заданной функции, а тангенс угла ориентации нормали есть отношение $\operatorname{tg}(\eta_2) = -n_x/n_z = \left(\frac{dx(z)}{dz} \right)^{-1}$.

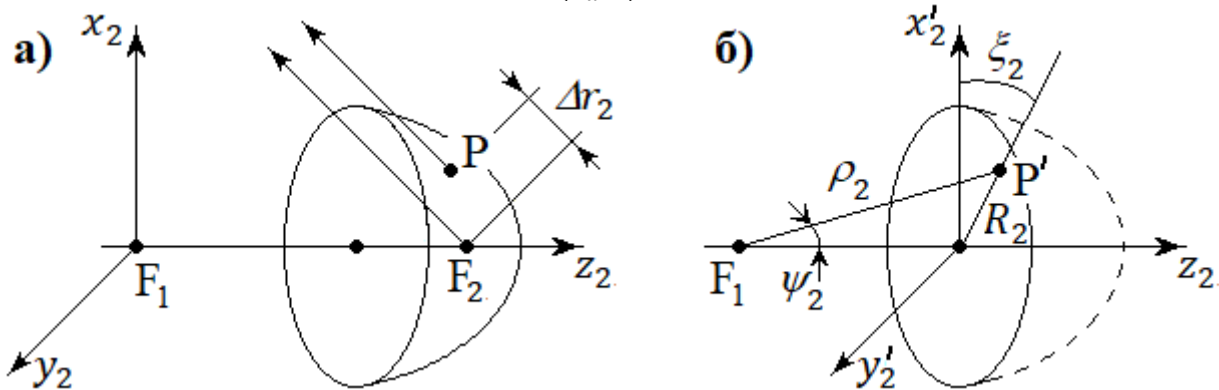


Рис. 3 – Определение разности хода лучей (а) и полярная система координат, связанная с раскрывом контррефлектора (б)

Разность хода лучей Δr_2 может быть определена через координаты точки наблюдения в дальней зоне (x, y, z) , точки на поверхности контррефлектора (x_2, y_2, z_2) и фокуса $F_2 (0, 0, 2f_2)$ в виде выражения (12):

$$\Delta r_2 = \sqrt{(x - 0)^2 + (y - 0)^2 + (z - 2f_2)^2} - \sqrt{(x - x_2)^2 + (y - y_2)^2 + (z - z_2)^2}. \quad (12)$$

Подстановка в (12) выражений (13), определяющих переход между декартовой и сферической системами координат

$$x = r_{02}\sin(\theta_2)\cos(\varphi_2), y = r_{02}\sin(\theta_2)\sin(\varphi_2), z = r_{02}\cos(\theta_2) \quad (13)$$

и учет того, что $r_{02} \gg x_2, y_2, z_2$ позволяет разложить выражение (12) в ряд Тейлора по малым переменным и ограничиться первым порядком малости (14):

$$\begin{aligned} \Delta r_2 &\approx r_{02} \left(1 - \frac{2f_2 z}{r_{02}^2} \right) - r_{02} \left(1 - \frac{xx_2 + yy_2 + zz_2}{r_{02}^2} \right) = \\ &= x_2 \sin(\theta_2) \cos(\varphi_2) + y_2 \sin(\theta_2) \sin(\varphi_2) + (z_2 - 2f_2) \cos(\theta_2). \end{aligned} \quad (14)$$

Координаты точки (x_2, y_2) на поверхности контррефлектора могут быть связаны с полярными координатами (R_2, ξ_2) выражениями (15) вида:

$$x_2 = R_2 \cos(\xi_2), \quad y_2 = R_2 \sin(\xi_2), \quad (15)$$

а координата z_2 может быть определена в виде (16) из геометрических соображений (рисунок 3, б):

$$z_2 = \rho_2 \cos(\psi_2) = R_2 \operatorname{ctg}(\psi_2). \quad (16)$$

Тогда окончательное выражение для разности хода лучей Δr_2 принимает вид (17):

$$\Delta r_2 = R_2 \sin(\theta_2) \cos(\varphi_2 - \xi_2) + (R_2 \operatorname{ctg}(\psi_2) - 2f_2) \cos(\theta_2). \quad (17)$$

Исходя из геометрии контррефлектора, элемент поверхности эллипсоида dS_2 может быть определен в виде произведения длин двух дуг: $dl_1 = \frac{\rho_2 d\psi_2}{\cos(\delta_2)}$, обусловленной приращением меридионального угла ψ_2 и $dl_2 = R_2 d\xi_2$, обусловленной приращением азимутального угла ξ_2 (см. рисунок 4) Входящий в выражение для dl_1 угол δ_2 – это угол между элементарными дугами на поверхности эллипсоида и сферы радиусом ρ_2 в рассматриваемой точке. Данный угол совпадает с углом падения γ_2 луча от облучателя в точке F_1 на поверхность контррефлектора.

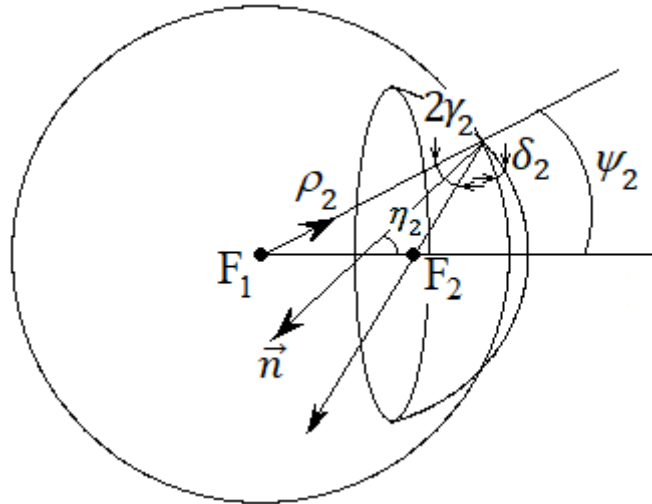


Рис. 4 – Определение элемента поверхности эллипсоида

Данный угол $\delta_2 = \gamma_2$ может быть определен как разность (18) угла η_2 ориентации нормали \vec{n} и меридионального угла ψ_2 :

$$\delta_2 = \eta_2 - \psi_2 \Rightarrow \operatorname{tg}(\delta_2) = \operatorname{tg}(\eta_2 - \psi_2) = \frac{\operatorname{tg}(\eta_2) - \operatorname{tg}(\psi_2)}{1 + \operatorname{tg}(\eta_2) \operatorname{tg}(\psi_2)} = \frac{\varepsilon \cdot \sin(\psi_2) - \sin(2\psi_2)}{\cos(2\psi_2) - \varepsilon \cos(\psi_2)}. \quad (18)$$

Для перехода от приращения меридионального угла ψ_2 к приращению радиальной координаты R_2 может быть использовано первое из выражений (9). Результат определяется выражением (19):

$$dR_2 = \frac{d[\rho_2 \sin(\psi_2)]}{d\psi_2} = \left[\frac{d\rho_2}{d\psi_2} \sin(\psi_2) + \rho_2 \cos(\psi_2) \right] d\psi_2 = \frac{p_2(\cos(\psi_2) - \varepsilon)}{[1 - \varepsilon \cos(\psi_2)]^2} d\psi_2. \quad (19)$$

Таким образом, выражение для элемента поверхности гиперboloида в системе полярных координат (R_2, ξ_2) принимает окончательный вид (20):

$$dS_2 = dl_1 \cdot dl_2 = \frac{R_2}{\cos(\delta_2)} \cdot \frac{1 - \varepsilon \cos(\psi_2)}{\cos(\psi_2) - \varepsilon} dR_2 d\xi_2. \quad (20)$$

На рисунке 5 представлены результаты моделирования распределения компонент плотности поверхностных токов, наведенных на контррефлекторе. Исходными данными для моделирования были выбраны: облучатель в виде микрополосковой логопериодической антенны (ЛПА) [6, 7], рабочая частота 11,806 ГГц (соответствует резонансу 6-ого элемента ЛПА Ку диапазона: от 10,950 ГГц до 12,750 ГГц), фокусное расстояние контррефлектора 875 мм, диаметр раскрыва контррефлектора 440 мм, глубина контррефлектора 100 мм, диаметр раскрыва основного зеркала 16 м, фокусное расстояние основного зеркала 5212 мм. Прочие размеры (расстояние от фокуса F_2 до раскрыва контррефлектора, большая и малая полуоси эллипсоида) были выбраны из условия полного облучения основного зеркала контррефлектором.

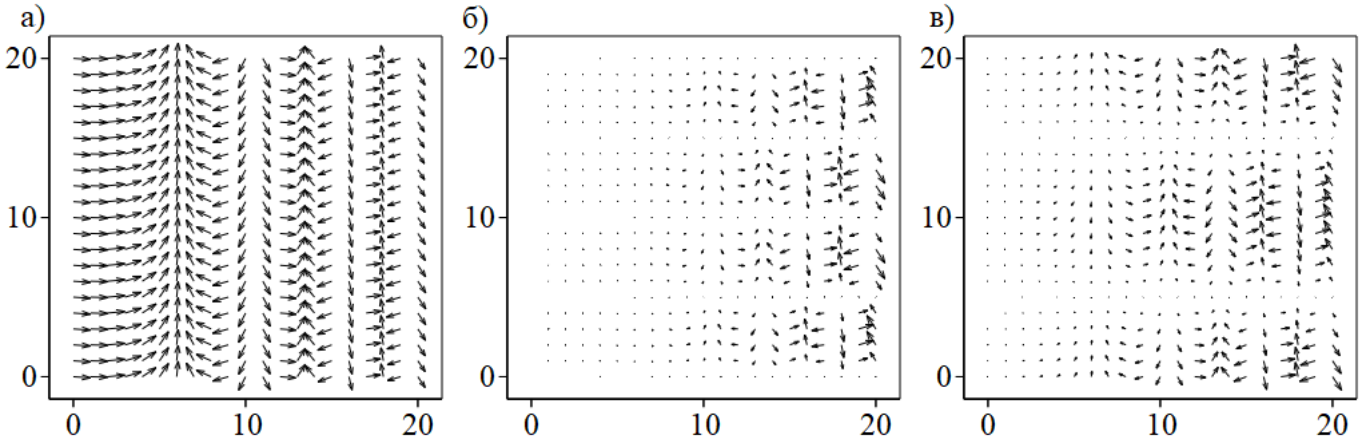


Рисунок 5 – Зависимость компонент плотности поверхностных токов j_{x2} (а), j_{y2} (б) и j_{z2} (в) от полярных координат (R_2, ξ_2) для рабочей частоты 11,806 ГГц: по оси абсцисс отложены номера отсчетов радиальной координаты R_2 , а по оси ординат – номера отсчетов угла ξ_2

Анализ данных распределений показывает, что компоненты j_{y2} и j_{z2} отличны от нуля только для удаленных от центра раскрыва участков контррефлектора, но при этом значения компонент для диаметрально противоположных углов ξ_2 имеют противоположный знак и создаваемые ими поля гасят друг друга. Таким образом, основной вклад в поле излучения контррефлектора в дальней зоне вносит компонента j_{x2} . Причем налицо отсутствие зависимости данной компоненты от угла ξ_2 . Это позволяет аналитически провести интегрирование по переменной ξ_2 и переписать выражения (7) и (8) в виде (21) и (22):

$$\dot{E}_{\theta_2}(\theta_2, \varphi_2) = -30i \cdot \beta_0 \frac{e^{-i\beta_0 r_{02}}}{r_{02}} \cdot N_{x2}(\theta_2) \cdot \cos(\theta_2) \cos(\varphi_2), \quad (21)$$

$$\dot{E}_{\varphi_2}(\theta_2, \varphi_2) = -30i \cdot \beta_0 \frac{e^{-i\beta_0 r_{02}}}{r_{02}} \cdot N_{x2}(\theta_2) \cdot \sin(\varphi_2), \quad (22)$$

где компонента вектора излучения $N_{x2}(\theta_2)$ определяется выражением (23) вида:

$$N_{x2}(\theta_2) = 2\pi \int_0^{\frac{D_2}{2}} j_{x2} \cdot J_0 \left(\beta_0 R_2 \cos(\theta_2) \right) \cdot e^{-i\beta_0 (R_2 \text{ctg}(\psi_2) - 2f_2) \cos(\theta_2)} \frac{R_2}{\cos(\delta_2)} \cdot \frac{1 - \varepsilon \cos(\psi_2)}{\cos(\psi_2) - \varepsilon} dR_2, \quad (23)$$

где D_2 – диаметр раскрыва контррефлектора, а J_0 – функция Бесселя первого рода нулевого порядка. Дальнейшее интегрирование по радиальной переменной R_2 может быть осуществлено только численными методами. Анализ ДН контррефлектора (рисунок 6) в двух главных плоскостях (E - $\varphi_2 = 0$ и H - $\varphi_2 = \frac{\pi}{2}$) показал, что пространственная ДН не является осесимметричной, а, значит при нахождении поля излучения двухзеркальной антенны необходимо использовать обе компоненты электрического поля (21) и (22).

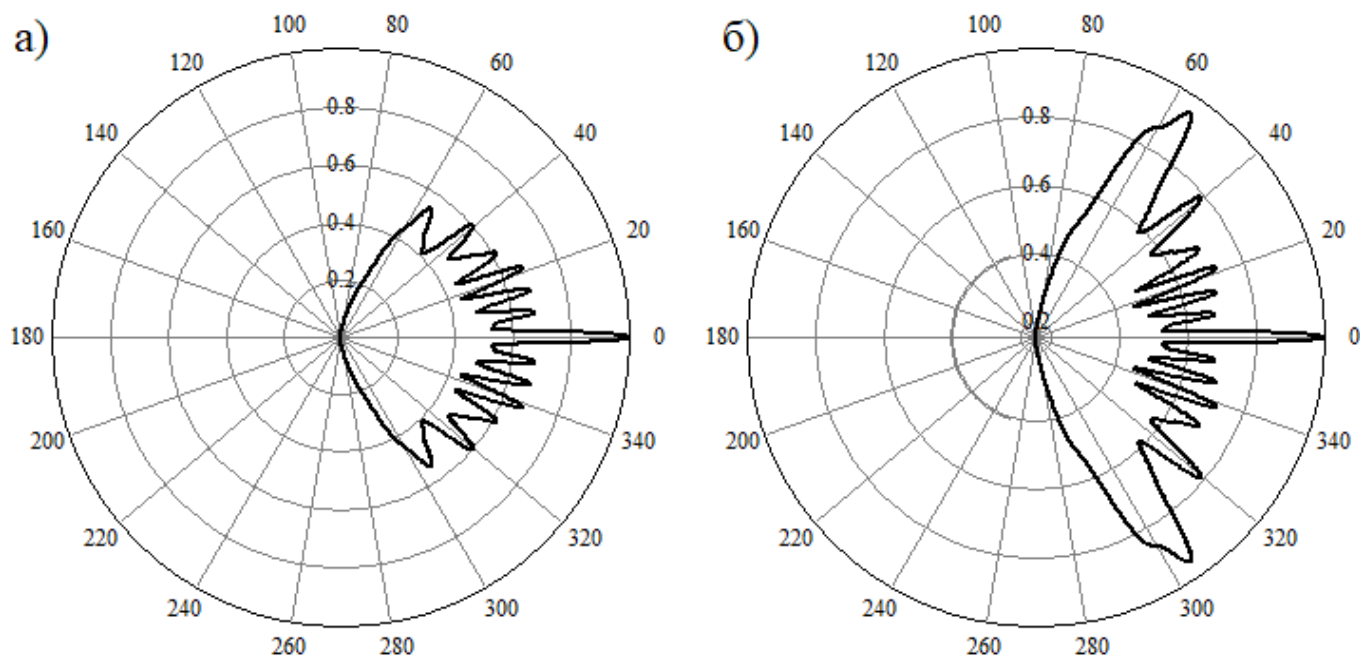


Рис.6 – Нормированные ДН контррефлектора в дальней зоне:
а) E -плоскость; б) H -плоскость

Методика расчета распределения компонент плотности поверхностных токов, наведенных на рефлекторе, а также поля самого рефлектора в дальней зоне подробно расписана авторами в работе [5]. Результаты расчетов по данной методике приведены на рисунке 7.

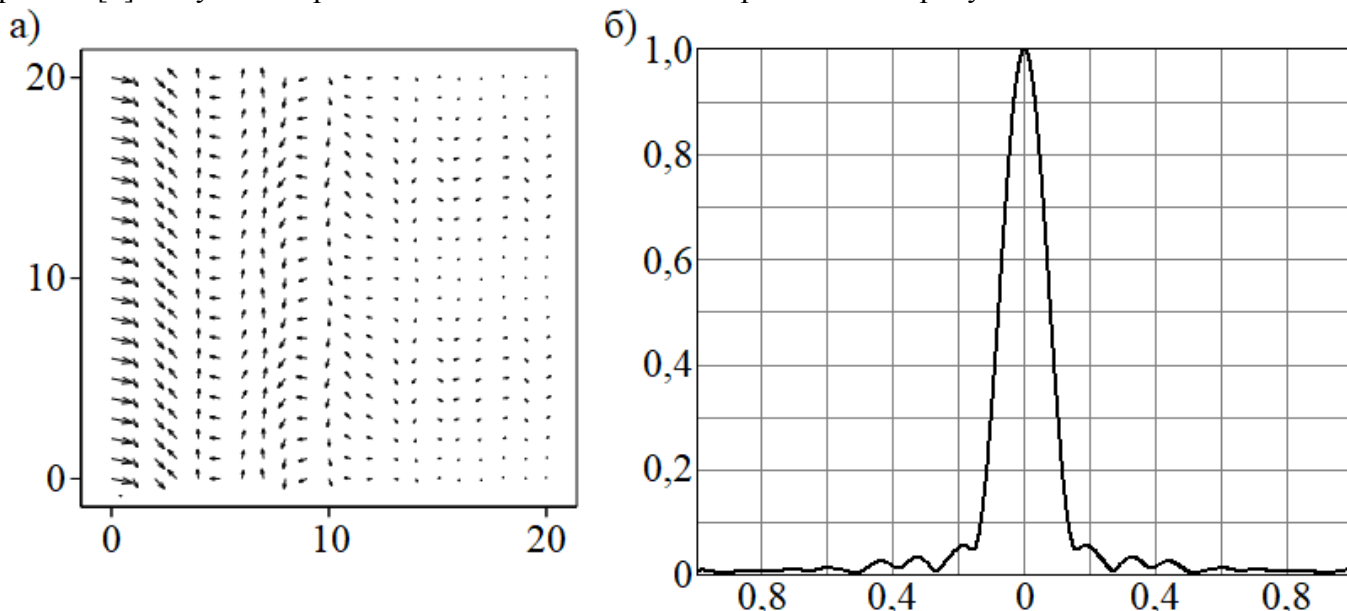


Рис. 7 – Зависимость компоненты плотности поверхностных токов j_{x1} от полярных координат (R_1, ξ_1) для рабочей частоты 11,806 ГГц (а): по оси абсцисс отложены номера отсчетов радиальной координаты R_1 , а по оси ординат – номера отсчетов угла ξ_1 ; нормированная ДН рефлектора в дальней зоне (б): по оси абсцисс отложены значения меридионального угла θ_1 в град, по оси ординат – значения нормированной ДН

Анализ распределения компоненты плотности поверхностных токов j_{x1} показал, что, отсутствует зависимость компоненты от угла ξ_1 , а с ростом радиальной координаты R_1 амплитуда дан-

ной компоненты заметно убывает к краям зеркала, что свидетельствует о существенном отличии КИП зеркала от 1.

По полученной ДН двухзеркальной антенны были рассчитаны основные параметры антенной системы, такие как ширина ДН по уровню половинной мощности $\Delta\theta_{0,5}$ и по уровню нулевого (минимального) излучения $\Delta\theta_0$, максимальный УБЛ, КНД и КИП. Для указанного значения рабочей частоты они оказались равными $0,115^\circ$, $0,316^\circ$, $-25,178$ дБ, $64,523$ дБ и $0,724$, соответственно. Близкие характеристики получаются для двухзеркальной системы Кассегрена [5], но при больших размерах контррефлектора (при диаметре раскрыва 900 мм): $0,123^\circ$, $0,362^\circ$, $-26,779$ дБ, $63,843$ дБ и $0,619$, соответственно.

Таким образом, результаты моделирования являются адекватными и подтверждают основные положения теории двухзеркальных антенн, а, значит, предложенная математическая модель поля излучения двухзеркальной антенны системы Грегори может быть использована для проведения модельных исследований зависимости направленных свойств такой системы от ее геометрических размеров, а также в пределах рабочего диапазона частот.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Проектирование антенных устройств радиорелейных линий связи / И. П. Заикин, А. В. Тоцкий, С. К. Абрамов. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 90 с.
- 2 Фролов О. П., Вальд В. П. Зеркальные антенны для земных станций спутниковой связи. М.: Горячая линия – Телеком, 2008. 496 с.
- 3 Драбкин А. Л., Зузенко В. Л. Антенно-фидерные устройства. М.: Советское радио, 1961. 816 с.
- 4 Волхонская Е.В., Коротей Е.В., Кужекин Д.В. Сравнительный анализ оценки поля излучения параболической зеркальной антенны апертурным методом и методом поверхностных токов // IV Балтийский морской форум [Электронный ресурс]: материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2016. – с. 401-407. № гос. рег. 0321603515.
- 5 Волхонская Е.В., Коротей Е.В. Модельная оценка поля излучения двухзеркальной антенны Кассегрена в рамках апертурного и токового методов // VI Международный Балтийский морской форум. VI Международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии» (03.09.2018 – 06.09.2018): тезисы докладов. Часть 2. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2018. – с. 423-433.
- 6 Микрорешетчатая логопериодическая антенна: пат. RU 2571607 C1, МПК H01Q 10/11 (2006.01) / Е. В. Волхонская, Е. В. Коротей, Д. В. Кужекин. – № 2014129990/08; заявл. 21.07.2014; опубл. 20.12.2015, Бюл. №35, Приоритет 21.07.2014. 15 с.
- 7 Волхонская Е.В., Коротей Е.В., Кужекин Д.В. Сравнительный анализ направленных свойств логопериодической вибраторной антенны стандарта GSM-900 по результатам модельного и натурального экспериментов // Радиосистемы. Территориально распределенные системы охраны. 2014. Вып. 183. №12. С. 43-46.

MATHEMATICAL MODEL OF THE GREGORY TWO-MIRROR ANTENNA RADIATION FIELD WITHIN THE SURFACE CURRENT METHOD

Volkhonskaya Elena Viacheslavovna, docent, d.s.t.
Korotey Evgeny Vladimirovich, docent

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE «KSTU»,
Kaliningrad, Russia, e-mail: eugeny_korotey@mail.ru, volkhonskaya_e@mail.ru

This paper presents the results of a mathematical model construction of a two-mirror antenna of the Gregory system radiation field within the surface current method; the model is tested on a two-mirror antenna with a log-periodic microstrip radiator. It has been established that when using two-mirror antennas of the Gregory and Casseghren systems with the same size of the primary mirror for the antennas of the Gregory systems, a smaller reflector is required.

УДК 621.384

РАЗВИТИЕ СХЕМОТЕХНИКИ СУДОВЫХ ЗЕМНЫХ СТАНЦИЙ СТАНДАРТА ИНМАРСАТ-С ФИРМЫ FURUNO (ЯПОНИЯ)

Грошев Георгий Александрович, канд. техн. наук, доцент

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: srts@bga.gazinter.net

В работе рассматриваются особенности построения и схемотехники судовых земных станций стандарта ИНМАРСАТ-С типа FELCOM 11, 12, 15 фирмы FURUNO (Япония), которые широко используются на морских судах. Обсуждаются особенности антенных и связных блоков, передающих и приемных устройств этих станций. Показано, что частотные планы этих устройств и синтез частот существенно отличаются для разных типов станций

Важной подсистемой радиосвязи, относящейся к ГМССБ, является Международная система спутниковой связи ИНМАРСАТ, которая обеспечивает надежную связь между судами и берегом в морском районе АЗ. К элементам этой системы связи на борту морского судна относится судовая земная станция (СЗС), с помощью которой осуществляется прием и передача радиосигналов на ретранслятор ИСЗ, обслуживающий соответствующий океан.

Наибольшее распространение на морских судах получила СЗС стандарта ИНМАРСАТ-С, предназначенная для передачи дискретных сообщений, поскольку она имеет малогабаритный антенный блок и входит в состав большинства радиоконсолей ГМССБ, выпускаемых различными зарубежными фирмами.

В соответствии с нормативными документами [1,2] СЗС стандарта ИНМАРСАТ-С должна обеспечивать передачу радиogramм в диапазоне частот 1626,5 - 1646,5 МГц, а прием в диапазоне частот 1530..1545 МГц с использованием фазовой манипуляции (класс излучения G1B) при скорости передачи $V=600$ Бод. При этом ширина канала связи должна составлять 5 кГц.

В состав таких СЗС входят антенный блок, установленный над палубой, и подпалубное оборудование в виде связного блока и терминала с клавиатурой. В последних разработках СЗС связной блок и терминал объединены в единый конструктив [3,4].

Антенный блок (АБ) содержит антенну с характеристикой направленности в виде полусферы, каскады усиления мощности передаваемого радиосигнала, каскады усилителя радиочастоты (УРЧ) приемника, преобразователи-стабилизаторы напряжения электропитания усилительных каскадов.

Обязательным элементом антенного блока является входной диплексер фильтрового типа, обеспечивающий совместную работу передающей и приемной частей АБ на одну антенну.

Если сравнить антенные блоки СЗС типа FELCOM 11, FELCOM 12 и FELCOM 15, разработанные фирмой FURUNO, то можно отметить, что они отличаются конструкцией антенны, числом каскадов усиления, количеством диплексеров и т.п. Так в FELCOM 11 используется спиральная цилиндрическая антенна из двух составляющих, выполненных в виде микрополосков, нанесенных на цилиндр из фторопласта. При этом сложение сигналов, принятых каждой составляющей, обеспечивается мостовым устройством типа «укороченное кольцо» [5]. В FELCOM-12 также исполь-

зуется спиральная цилиндрическая антенна, но на основе проволочной конструкции из двух составляющих. В СЗС типа FELCOM-15 антенная система состоит из двух рамочных антенн из медной проволоки.

Количество каскадов усиления мощности передаваемого сигнала по четыре в вариантах FELCOM-11; FELCOM-15 и пять – в FELCOM-12 обеспечивают уровень выходной мощности 43дБмВт (~20Вт) при входной мощности от -1 до -5 дБмВт (0,31...0,79 мВт). Приемная часть АБ включает в себя 4 каскада УРЧ в FELCOM-11 и по 3 каскада в FELCOM-12, 15, которые принимают радиосигнал с уровнем мощности -140 дБмВт и усиливает его до уровня -100 дБмВт.

Антенные блоки СЗС отличаются и количеством используемых диплексов фильтрового типа. В каждом из них имеется входной диплексер, подключенный к антенной системе, а на выходе такой диплексер установлен только в FELCOM-11 [5]. Он обеспечивает совместную работу передающей и приемной части АБ на один радиочастотный кабель, соединяющий АБ со связным блоком (СБ). В FELCOM-12, 15 этот диплексер заменен на отдельные полосовые фильтры и электронный переключатель на р-и-п диодах, поскольку не предполагается дуплексная работа передатчика и приемника СЗС.

На выходе передающей части и на входе приемной части АБ FELCOM-11 установлены Y-циркуляторы с балластными нагрузками. Такой циркулятор обеспечивает защиту выходного каскада передатчика от электромагнитных помех, создаваемых судовыми РЛС. В приемнике Y-циркулятор устраняет возможность попадания излучения 1-го гетеродина приемника в антенную систему и улучшает согласование с входным диплексером. В вариантах FELCOM 12,15 оставлен Y-циркулятор только на выходе передающей части АБ.

В качестве примера на рис.1 приведена функциональная схема АБ FELCOM 15, которая показывает, что электропитание для каскадов усиления АБ поступает по жиле радиочастотного кабеля из связного блока с постоянным напряжением +28... 30В в режиме передачи и +18 В в режиме приема. В состав АБ входят преобразователи-стабилизаторы напряжения, которые обеспечивают электропитание каскадов усиления с напряжением +12В и +5В.

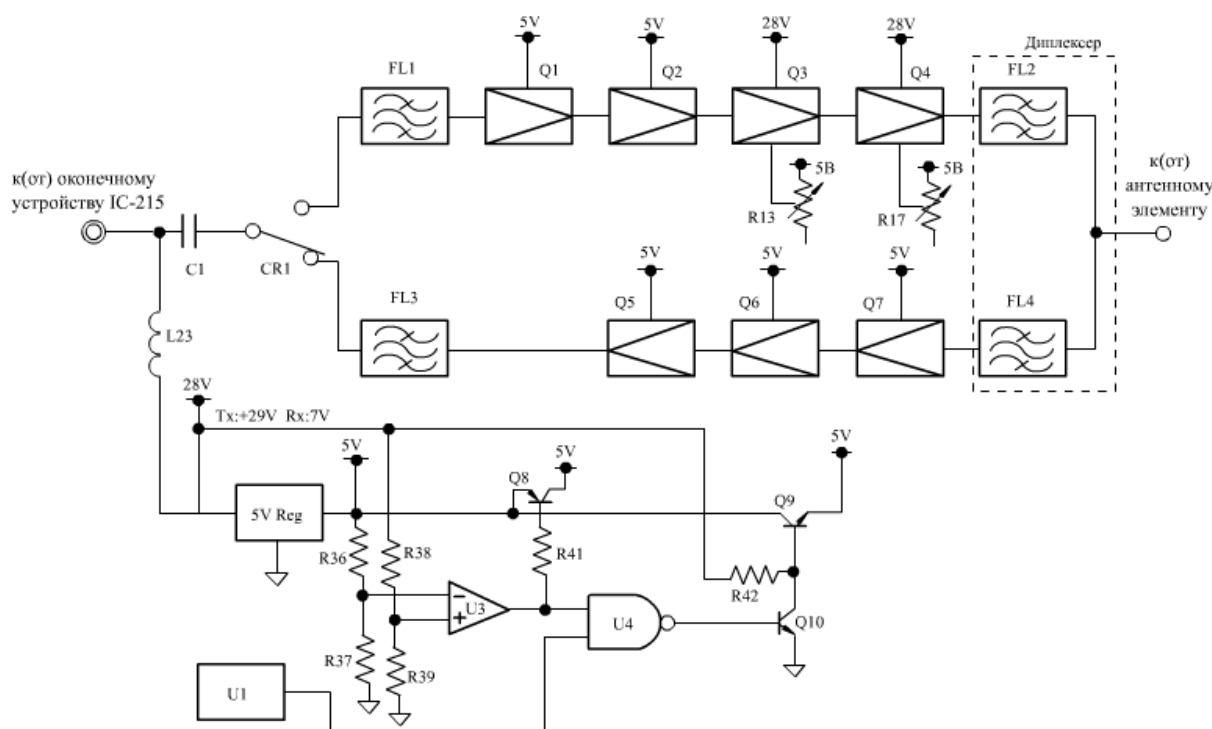


Рис. 1 Функциональная схема антенного блока СЗС FELCOM 15

Связной блок СБ СЗС служит для формирования радиосигнала и его предварительного усиления по мощности, а также для дальнейшего усиления, преобразования частоты и детектирования принимаемого радиосигнала. Отличаются эти блоки у разных модификаций СЗС в первую очередь частотными планами передающей и приемной части. Так в FELCOM 11 в передающей

части СБ используется преобразование частоты с помощью 1-го гетеродина. При этом рабочая частота передатчика

$$f_T = f_{\Pi} + f_{\Gamma 1} = (154,5 \dots 174,5) + 1472 = 1626,5 \dots 1646,5 \text{ МГц},$$

где f_{Π} – частота поднесущей, которая формируется с использованием общего с приемником синтезатора частоты (СЧ) в двух поддиапазонах (ПД).

$$f_{\Pi} = f_g - f_{\text{СЧТ}}$$

где f_g – частота дополнительного опорного колебания, равная

$$f_{\text{д1,2}} = \begin{cases} 217,6 \text{ МГц, если } f_{\Pi} = 154,5 \dots 164,5 \text{ МГц (1ПД);} \\ 222,4 \text{ МГц, если } f_{\Pi} = 164,5 \dots 174,5 \text{ МГц (2ПД).} \end{cases}$$

При этом диапазон частот СЧ в режиме передачи

$$f_{\text{СЧТ}} = f_g - f_{\Pi} = \begin{cases} 63,1 \dots 53,1 \text{ МГц (1 ПД);} \\ 57,9 \dots 47,9 \text{ МГц (2 ПД).} \end{cases} \quad (1)$$

Приемник FELCOM 11 супергетеродинного типа с тройным преобразованием частоты, которому соответствует частотный план вида

$$\begin{aligned} f_{\text{ПЧ1}} &= f_R - f_{\Gamma 1} = (1530 \dots 1545) - 1472 = 58 \dots 73 \text{ МГц;} \\ f_{\text{ПЧ2}} &= f_{\text{ПЧ1}} - f_{\Gamma 2} = (58 \dots 73) - (47,3 \dots 62,3) = 10,7 \text{ МГц;} \\ f_{\text{ПЧ3}} &= f_{\text{ПЧ2}} - f_{\Gamma 3} = 10,7 - 10,65 = 0,05 \text{ МГц} = 50 \text{ кГц,} \end{aligned} \quad (2)$$

где роль 2-го гетеродина выполняет синтезатор частоты ($f_{\Gamma 2} = f_{\text{счR}}$). При этом его интервал рабочих частот с учетом (1) и (2) равен $f_{\text{СЧ}} = 47,3 \dots 63,1$ МГц при шаге сетки частот в 5 кГц.

Отличие $f_{\text{ПЧ1}}$ от f_{Π} примерно в три раза позволяет обеспечить внутриаппаратурную ЭМС на плате приемопередатчика СЗС. Выбор $f_{\text{ПЧ2}}$ обусловлен тем, что на этой частоте нет электромагнитных помех от судовых передатчиков ПВ/КВ – диапазона, а также наличием кварцевых электромеханических фильтров. Низкое значение $f_{\text{ПЧ3}}$ выбрано в связи с тем, что демодуляция радиосигнала осуществляется на плате микропроцессора.

Синтезатор частоты активного типа на основе системы импульсно-фазовой автоподстройки частоты (ИФАПЧ) с применением микросхем PLL – логики, для которого характерно следующее уравнение синтеза частот

$$f_{\text{сч}} = N f_{\text{ср}}, \quad (3)$$

где $f_{\text{ср}}$ – частота сравнения; N – коэффициент деления делителя частоты с переменным коэффициентом деления (ДПКД). При использовании целочисленных коэффициентов деления N с учетом $\Delta N = 1$ частота сравнения должна быть равна шагу сетки частот $\Delta f_{\text{ш}} = 5 \text{ кГц}$. В этом случае из (3)

$$N = \frac{f_{\text{сч}}}{f_{\text{ср}}} = \frac{(47,3 \dots 63,1) 10^6}{5 \times 10^3} = 9460 \dots 12620.$$

Формирование частот $f_{Г1}$ и $f_{Г3}$ также осуществляется с применением микросхем PLL – логики с использованием опорного генератора с частотой 12 МГц [5].

В FELCOM 12 в передающей части СБ не используется преобразование частоты и формирование радиосигнала осуществляется на рабочей частоте, которая формируется в СЧ, т.е. $f_T = f_{счТ} = 1626,5 \dots 1646,5$ МГц. В приемной части СБ выполняются два преобразователя частоты вида

$$f_{пч1} = f_{Г1} - f_R = (1620,05 \dots 1639,05) - (1530 \dots 1545) = 90,05 \text{ МГц};$$

$$f_{пч2} = f_{Г2} - f_{пч1} = 90,1 - 90,05 = 0,05 \text{ МГц} = 50 \text{ кГц},$$

где роль 1-го гетеродина выполняет СЧ, т.е. $f_{Г1} = f_{счR}$. При этом диапазон рабочих частот СЧ для обеспечения режимов передачи и приема составляет $f_{сч} = 1620,05 \dots 1646,5$ МГц.

Увеличение $f_{пч1}$ позволяет улучшить избирательность приемника СЗС по зеркальному каналу и использовать общий с передатчиком СЧ.

Синтезатор частоты FELCOM 12 состоит из двух СЧ, построенных на основе PLL – логики (рис. 2).

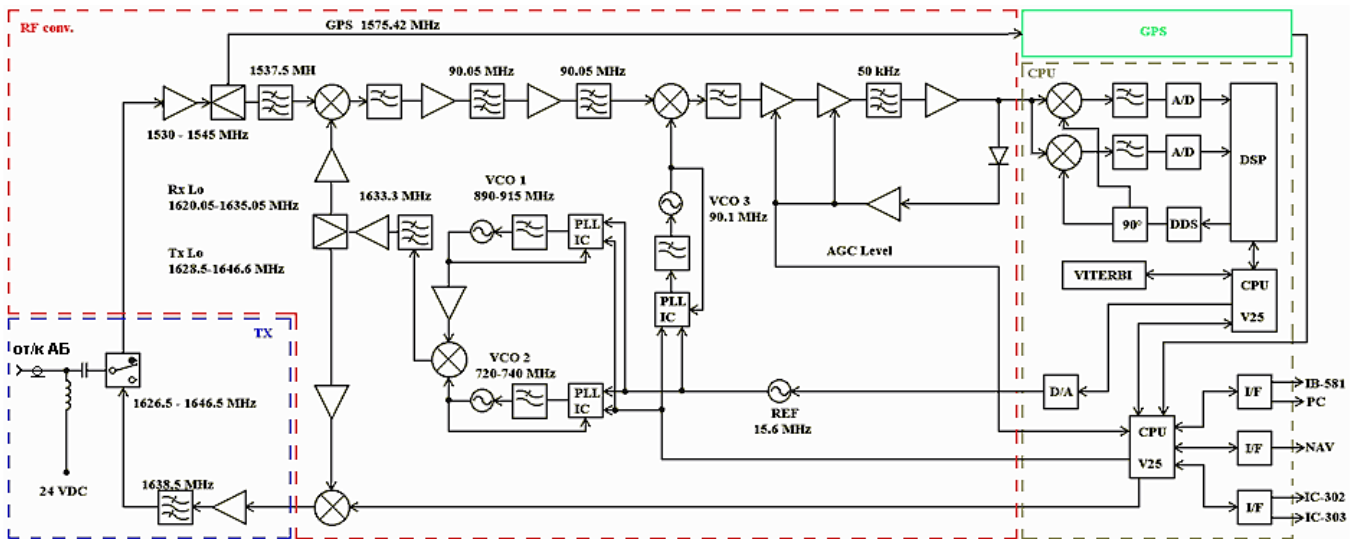


Рис. 2 Функциональная схема связного блока СЗС FELCOM 12

При этом $f_{сч} = f_{сч1} + f_{сч2} = (890 \dots 915) + (720 \dots 740) = 1610 \dots 1655$ МГц; т.е. с запасом перекрывает необходимый диапазон частот.

Формирование частоты $f_{Г2}$ также осуществляется на основе PLL – логики. При этом работа СЧ и 2-го гетеродина обеспечивается за счет опорного генератора с частотой 15,6 МГц.

В FELCOM 15 используется генератор с частотой $f_{ог} = 16,8$ МГц, который является опорным для микросхемы DDS, реализующей прямой цифровой синтез поднесущей частоты $f_{п1} = 1,6$ МГц, на которой производится двухпозиционная фазовая манипуляция путем изменения знака ординат синусоиды, записанных в памяти микросхемы DDS (Рис. 3)

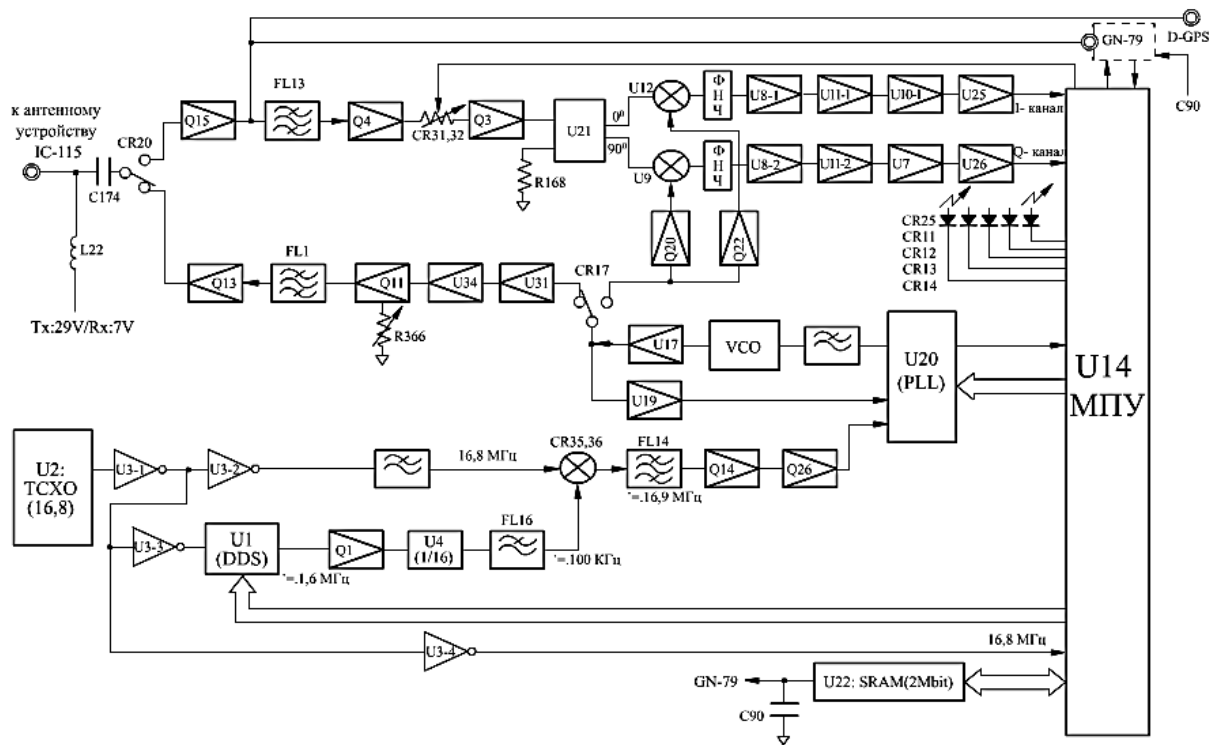


Рис. 3 Функциональная схема платы радиочастотного конвектора СЗС FELCOM 15

После деления частоты на 16 фазоманипулированный сигнал на поднесущей $f_{п2} = 100$ кГц поступает на балансный смеситель на диодах CR35, 36, где происходит его преобразование на частоту $f_{п3} = f_{п2} + f_{ог} = 0,1 + 16,8 = 16,9$ МГц. Это колебание является опорным для СЧ на микросхеме PLL – логики U20.

Синтезатор частоты в режиме передачи формирует колебание с рабочей частотой передатчика $f_{счТ} = f_T = 1626,5 \dots 1646,5$ МГц, а в режиме приема колебания гетеродина $f_{счR} = f_R$.

При этом в приемнике используется одно преобразование частоты вида

$f_{пч} = f_R - f_T = (1530 \dots 1545) - (1529, 9988 \dots 1544, 9988) = 0,0012$ МГц = 1,2 кГц, которое осуществляется в двух квадратурных каналах.

Микросхема U20 PLL – логики СЧ содержит делитель с фиксированным коэффициентом деления $M = 42$, с помощью которого формируется частота сравнения $f_{ср} = f_{п3} / M = 16900 / 42 = 402,381$ кГц, а также делитель с дробным переменным коэффициентом деления (ДДПКД) N1 на основе двухуровневого делителя с коэффициентами деления P и P+1 и ДПКД с целочисленным коэффициентом деления $N_2 = B$. При этом уравнение синтеза частот СЧ

$$f_{сч} = N_1 N_2 f_{ср} = (P, X) B f_{ср} = (P + A/B) B f_{ср} = (P \cdot B + A) f_{ср},$$

где $X = A/B$ – дробная часть коэффициента деления N_1 ; A – число импульсов, которое подсчитывается в счетчике ДПКД, чтобы изменить значение коэффициента N_1 с P+1 на P. Значения A и B устанавливаются микропроцессорным устройством (МПУ) в зависимости от рабочей частоты приема или передачи.

Демодуляторы принятого фазоманипулированного радиосигнала в приемной части СБ отличаются по схемотехнике. Так в FELCOM 11 используется балансная схема демодулятора с симметрирующим устройством в виде трансформатора, средняя точка вторичной обмотки которого соединяется с корпусом, а к другим противофазным выводам подключены двусторонние амплитудные ограничители на диодах с тремя каскадами ФНЧ активного типа на микросхемах УПТ.

При этом скачку фазы соответствует скачок напряжения на входе ФНЧ, который преобразуется в АЦП в цифру и поступает на сигнальный процессор для дальнейшей вторичной обработки [5].

В FELCOM 12 применяется квадратурная схема демодулятора, содержащая два каскада с синхронными детекторами, на входы которых поступает радиосигнал из тракта ПЧ, а также опорные колебания с последней промежуточной частотой, сдвинутые по фазе на 90° (рис. 2). Такой вариант схемы демодулятора позволяет обеспечить лучшее качество детектирования фазоманипулированного радиосигнала.

В FELCOM 15 также используется квадратурная схема преобразования частоты при которой принимаемый радиосигнал поступает на основные входы преобразователей частоты через квадратурный мост, а на опорные входы непосредственно от СЧ (рис. 3). В этом случае на входах ФНЧ выделяются гармонические колебания с частотой $f_{пч} = 1,2$ кГц, сдвинутые по фазе на $\pm 90^\circ$. При сложении этих квадратурных составляющих в МПУ формируется гармоническое колебание, фаза которого соответствует фазе принимаемого радиосигнала. После синхронного детектора с опорным колебанием с частотой 1,2 кГц формируются посылки, полярность которых зависит от фазы принимаемого радиосигнала.

Вторичная обработка принятого радиосигнала в СЗС разных типов осуществляется однотипно с применением декодера Витерби, позволяющего улучшать помехоустойчивость приема слабого по уровню радиосигнала с ретранслятора СЗС [4].

Проведенный анализ показывает, что схемотехника антенного блока СЗС разных типов изменяется незначительно, а связного блока претерпевает существенные изменения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Регламент радиосвязи. Статьи. Женева: МСЭ, 2008. 416 с.
- 2 Правила по оборудованию морских судов. СПб: Российский морской регистр судоходства, 2016. 70 с.
- 3 Судовая радиосвязь: Справочник по организации и радиооборудованию ГМССБ/Под ред. Ю.М. Устинова. СПб: Судостроение, 2003. 480 с.
- 4 Цифровые терминалы спутниковых систем связи: Справочное издание/ А.А. Ильин, А.Н. Маринич, А.В. Припотнюк и др. СПб: Деан, 2005. 192 с.
- 5 Грошев Г.А. Судовая земная станция спутниковой системы связи INMARSAT типа FELCOM 11 фирмы FURUNO (Япония): Учеб. пособие. Калининград, БГАРФ, 2008. 55 с.

DEVELOPMENT OF SCHEMOTEMS OF SHIP EARTH STATIONS INMARSAT-C STANDARDS FURUNO FIRMS (JAPAN)

Groshev Georgiy Alexandrovich, Associate Professor, cand. tech. sciences

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE «KSTU»,
Kaliningrad, Russia, e-mail: srts@bga.gazinter.net

The paper deals with the features of construction and circuitry of ship earth stations of INMARSAT-C standard type FELCOM 11, 12, 15 FURUNO firms (Japan), which are widely used on sea-going vessels. The features of the antenna and communication blocks, transmitting and receiving devices of these stations are discussed. It is shown that the frequency plans of these devices and the synthesis of frequencies are significantly different for different types of stations.

АНАЛИЗ ЗАЩИТНЫХ МЕХАНИЗМОВ И УЯЗВИМОСТЕЙ В ПРОТОКОЛЕ MQTT

Дикий Дмитрий Игоревич, аспирант

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
г. Санкт-Петербург, Россия, e-mail: dimandikiy@mail.ru

В статье представлен обзор протокола передачи данных, используемый для межмашинного взаимодействия, функционирующий на прикладном уровне модели OSI с точки зрения информационной безопасности. Обзор разделен на несколько тематических направлений, а именно доступность, целостность, конфиденциальность. В работе описаны реализованные в протоколе механизмы защиты информации, а также способы нивелирования вероятности реализации угроз с помощью иных средств. Предложены как организационные, так и программные методы защиты информации

Введение. Развитие информационных технологий последнее десятилетие происходит огромными темпами. Одним из эффектов технологического процесса является облегчение труда человека за счет внедрения межмашинного взаимодействия. Наглядным примером такой интеграции в жизнь человека может служить парадигма «Интернет вещей». Для межмашинного взаимодействия ключевым моментом является организация коммуникации между устройствами без участия человека. Чтобы достичь данной цели были разработаны и разрабатываются специальные протоколы передачи данных, затрагивающие весь стек протоколов модели OSI. Например, на физическом и канальном уровне разработчики предлагают использовать протокол LoRaWan [1]. При построении сетей по этому протоколу их можно интегрировать в типовую модель передачи данных TCP/IP. Другим подходом к проектированию сетей межмашинного взаимодействия является построение всего стека протоколов от физического до уровня приложения, например, ZigBee [2]. При использовании уже существующей структуры передачи данных ниже сетевого уровня используют специально разработанные протоколы верхних уровней, например, CoAP [3] и MQTT [4]. Отличие между этими протоколами в архитектуре: клиент-сервер в первом случае и издатель-подписчик во втором; а также различия в сетевом уровне: для CoAP используют UDP, для MQTT – TCP.

В данной работе как объект исследования определен протокол MQTT (Message Queuing Telemetry Transport). Будут рассмотрены проблемы информационной безопасности, возникающие при проектировании сетей на основе этого протокола, использовании в многопользовательских сетях и т.д.

Цель работы – определить надежность протокола, предложить методы и средства защиты информации при необходимости.

Согласно базовым концепциям безопасности, представленных в [5], непосредственно к безопасности можно отнести следующие понятия:

- конфиденциальность;
- целостность;
- доступность.

Стоит немного упомянуть о структуре и функционале протокола. Протокол MQTT имеет структуру «издатель-подписчик», что отличает его от большинства клиент-серверных протоколов. Связующим звеном между абонентами (устройствами) является шлюз (gate- англ.). Шлюз отвечает за перенаправление сообщений от отправителя к получателю, руководствуясь служебной информацией. В качестве основной служебной информации используются идентификатор сообщения и так называемая тема сообщения (topic- англ.). Для отправки сообщения отправителю достаточно

пометить сообщение нужной темой и отправить его на шлюз. Последний в свою очередь перенаправит его всем устройствам, которые заранее подписались на эту тему. Данная структура удобна при массовой рассылке одного сообщения многим устройствам одновременно.

В спецификации протокола указана поддержка 16 видов сообщений, включая служебные. На рисунке 1 представлены направления информационных потоков трех видов сообщений по протоколу MQTT.

Основные этапы протокола:

- установление соединения;
- отправка сообщения;
- подписка на тему / отписка от темы;
- разрыв соединения.

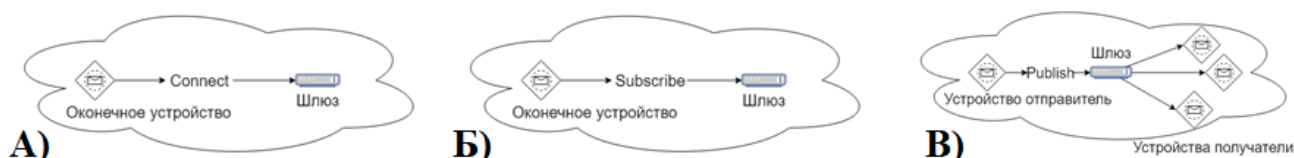


Рис. 1 Информационные потоки по протоколу MQTT: А) при подключении устройства, Б) при подписке на тему, В) при отправке сообщения

По своей структуре каждое сообщение состоит из трех частей:

- фиксированный заголовок – идентификация типа сообщения и версии протокола;
- переменный заголовок – служебная информация о сообщении;
- полезная нагрузка.

На этапе установления соединения предусмотрено два вида сообщений: Connect (запрос на соединение от устройства к шлюзу), Connack (ответ от шлюза к устройству). Первое предназначено для запроса установления соединения, второе – ответ об успешном подключении. На этом этапе происходит сверка версий протокола, а также реализован механизм аутентификации и авторизации. Анализ компонентов безопасности здесь можно разделить на три части:

- безопасность передачи данных.
- безопасность процесса аутентификации.

Передача данных обеспечивается за счет использования стека протоколов TCP/IP. Поэтому целостность и корректность доставки информации гарантируется только на сеансовом уровне. Также отсутствует какое-либо шифрование данных. Таким образом, возможна реализация атаки человек-по-середине. В протоколе каждое устройство клиент имеет уникальный идентификатор `client_id`. При подключении (отправка Connect сообщения) в служебном переменном заголовке передается это значение. В зависимости от реализации программного обеспечения возможна конфликтная ситуации при одновременном подключении нескольких устройств с одним идентификатором. В данном случае при отсутствии шифрования, потенциальный злоумышленник может узнать идентификатор устройства в сети и воспользовавшись им вызвать нестабильную работу. Для отправки Connect сообщения необязательно знать логин и пароль. Достаточно обладать знаниями об адресе и порте. Таким образом, возможна потенциальная угроза атаки на отказ в обслуживании, когда шлюз не успевает обрабатывать большое количество запросов на подключение.

Целостность передачи данных протоколом MQTT не гарантирована. Отсутствие механизмов проверки контрольных сумм обеспечивает простоту протокола. Единственное, что можно упомянуть относительно целостности, то она гарантируется на сетевом уровне. Но это не поможет противостоять атаке на подмен пакетов.

Безопасность процесса аутентификации вынесена в отдельный подраздел по причине критичной важности. Введу того, что отсутствует шифрование информации, потенциальный злоумышленник способен получить всю необходимую информацию для подключения. Согласно спецификации протокола сведения о пароле и логине передаются в поле полезной нагрузки. Таким образом, при отсутствии механизмов защиты информации использовать протокол MQTT потенциально опасно. На рисунке 2 приведен пример успешной попытки извлечения пароля и логина из сетевого трафика с помощью специализированного программного обеспечения Wireshark [6].

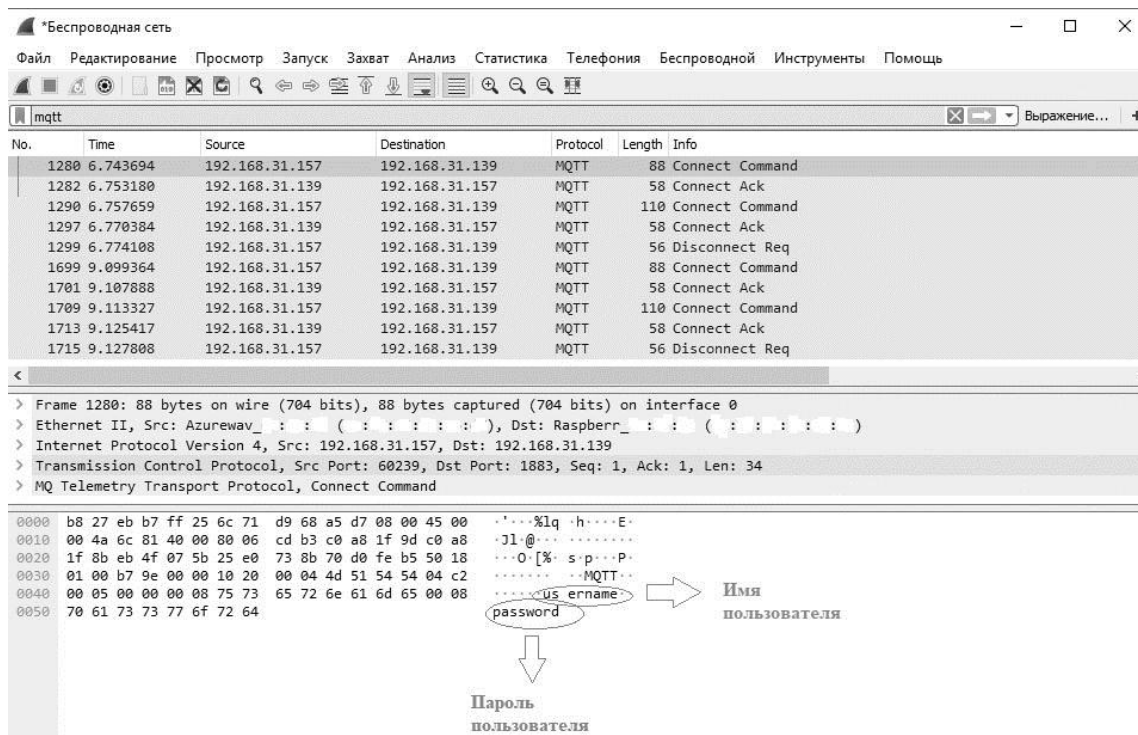


Рис. 2 Пример извлечения логина и пароля из Connect сообщения по протоколу MQTT

Механизмы защиты информации при отправке Subscribe сообщений те же, что и упомянутые ранее. Однако для отправки этого типа сообщений необходимо пройти авторизацию на шлюзе. После прохождения авторизации каждому устройству назначаются права доступа подписываться на тему и публиковать. При этом управление доступом регулируется программными средствами на шлюзе, а не средствами протокола. Не исключена возможность реализации атаки на отказ в обслуживании при генерации большого потока сообщений, который шлюз будет не способен обработать. Отсутствие шифрования позволит злоумышленнику узнать название активных тем без подключения к шлюзу. Зачастую названия темы определяются расположением устройства, структурой сети, функциональным назначением. Так злоумышленник сможет собрать информацию о сети. Если на шлюзе включена поддержка служебных символов, и злоумышленник авторизовался на шлюзе, то ему не потребуется анализировать трафик, чтобы узнать все существующие темы. Для этого будет достаточно подписаться на тему «#». Поэтому с точки зрения безопасности стоит отключить поддержку служебных символов.

При отправке сообщения Publish устройство также должно пройти авторизацию. Но отсутствие криптографических преобразований позволит злоумышленнику получить не только название публикуемой темы, но и сами передаваемые данные. Что также может дать информацию о топологии сети, функциональном назначении устройства-издателя, его идентификаторе. С другой стороны, при компрометации устройства, оно может бесконтрольно посылать сообщения. Тем самым вызвав отказ в обслуживании. Аналогично Subscribe сообщениям, при публикации на тему «#», сообщение будет доставлено всем возможным клиентам, что организует широкоэвентуальную рассылку. Управление доступом к возможности опубликования на конкретную тему управляется шлюзом, если это предусмотрено в его программном обеспечении.

Отдельно стоит упомянуть о доступности при отправке сообщений. В протоколе MQTT предусмотрен механизм гарантированной сообщений QoS (quality of service – англ.). Этот механизм позволяет определить три уровня доставки:

- доставка не гарантируется;
- доставка гарантирована, но возможны дубли сообщений;
- доставка гарантирована, будет доставлено сообщение ровно один раз.

Повышая уровень QoS, можно добиться устойчивого обмена сообщениями, однако это имеет дополнительные затраты. При использовании QoS = 2, трафик между устройствами и шлюзом значительно увеличивается, возрастает количество служебных переданных сообщений. С точ-

ки зрения злоумышленника, реализующего атаку на отказ в обслуживании, наиболее удобный сценарий, это публиковать большой поток сообщений на тему «#» с QoS = 2.

Таким образом, использование концепции «издатель-подписчик» и протокола MQTT должно сопровождаться определенными мерами защиты информации.

Во-первых, это анализ сетевого трафика, на аномалии поведения устройств. Здесь можно перечислить атаку на отказ в обслуживании, затрагивающую любой тип сообщений по протоколу MQTT, так и атаку на перебор паролей: попытка злоумышленника пройти аутентификацию на шлюзе. Анализ сетевого трафика можно использовать как на сетевом/транспортном уровне, как представлено в работах [7, 8], так и анализировать сообщения протокола MQTT.

Во-вторых, обязательно должна быть настроена аутентификация на шлюзе, с помощью программных средств на шлюзе. Как правило для обеспечения безопасности используют пароли большой длины – более 256 бит.

В-третьих, необходимо настроить разграничение доступа с помощью программных средств, реализованных на шлюзе. Это предотвратит утечку данных при использовании в многопользовательских системах, как представлено в работе [9].

В-четвертых, отключение возможности использования служебных символов значительно усложнит атаку на отказ в обслуживании.

В-пятых, если идентификатор устройства не влияет на разграничение доступа (обычно разграничение доступа организуют между пользователями по логину, либо между устройствами по идентификатору устройства), то на оконечных устройствах настроить статическую либо динамическую генерацию идентификаторов.

В-шестых, необходимо обеспечить криптографическую защиту информации. Как представлено в работах [10,11], для этого чаще всего используют протокол TLS. К преимуществам данного подхода относится проверка целостности, широкая распространенность протокола, генерация общего ключа для каждой новой сессии, возможность организации дополнительной аутентификации с помощью сертификатов формата X509. К недостаткам: большие энергетические и вычислительные затраты, организация хранения и передачи закрытых ключей и сертификатов, использование стороннего удостоверяющего центра. Альтернативный способ использования криптографии для протокола MQTT рассмотрен в работе [12].

В таблице 1 представлен в матричном виде краткий обзор угроз и механизмов защиты для протокола MQTT.

Таблица 1

Анализ угроз и механизмов защиты

№ п/п	Вид сообщения	Доступность	Целостность	Конфиденциальность
1	Connect (подключение)	Возможность отказа в обслуживании при DDoS атаках. Невозможность подключения из-за компрометации client_id. Организационные меры, средство поиска аномалий сетевого трафика.	Целостность не гарантируется. Проверка целостности возможна при использовании TLS	Отсутствует шифрование. Предусмотрена аутентификация и авторизация. Для повышения уровня защищенности используют TLS.
2	Subscribe (запрос на получение сообщений)	Возможность отказа в обслуживании при DDoS атаках с авторизованных устройств. Средство поиска аномалий сетевого трафика	Целостность не гарантируется. Проверка целостности возможна при использовании TLS	Отсутствует шифрование. Для повышения уровня защищенности используют TLS. Разграничение доступа к информационным потокам управляется на шлюзе. Обязательная аутентификация устройств.
3	Publish (отправка сообщения)	Гарантированная доставка сообщения с помощью повышения	Целостность не гарантируется. Проверка целостности	Отсутствует шифрование. Для повышения уровня защищенности используют TLS. Разграничение до-

		QoS. Возможность отказа в обслуживании при DDoS атаках с авторизованных устройств. Средство поиска аномалий сетевого трафика	возможна при использовании TLS	ступа к информационным потокам управляется на шлюзе. Обязательная аутентификация устройств.
--	--	---	--------------------------------	---

Подводя итоги, можно сделать вывод о том, что при проектировании промышленных и бытовых сетей межмашинного взаимодействия необходимо учитывать множественные аспекты безопасности. В данной работе рассмотрены только механизмы защиты на прикладном уровне модели OSI, что не охватывает многие другие вопросы безопасности, например, контролирование физического доступа к устройствам и шлюзам, энергетическую безопасность и т.д. Относительно протокола MQTT, обязательно соблюдение нескольких правил безопасности. А именно, применение организационных методов защиты, в том числе парольной политики, которые могут значительно усложнить реализации атак. Применение протоколов, способных с помощью криптографических преобразований сокрыть информацию. Средство обнаружения вторжения, изоляция сети в отдельный контур тоже могут рассматриваться как меры защиты информации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 What is LoRaWAN Specification? [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://loralliance.org/about-lorawan/> (дата обращения: 10.06.2019).
- 2 Скуснов А.В. ZigBee: обзор технологии / Скуснов А.В. // Журнал Компоненты и технологии. № 3, 2005. С. 176-179
- 3 ITU-T/ The Constrained Application Protocol (CoAP) / RFC 7252 – Proposed Standard. 2014.
- 4 MQTT Version 3.1.1 OASIS Standard. 2014.
- 5 Avizienis, J.-C. Laprie, Brian Randell, and C. Landwehr, "Basic Concepts and Taxonomy of Dependable and Secure Computing," IEEE Transactions on Dependable and Secure Computing, vol. 1, pp. 11-33, 2004.
- 6 WireShark official web-site URL: <http://www.wireshark.org> (дата обращения: 10.06.2019).
- 7 G. Perrone The Day After Mirai: A Survey on MQTT Security Solutions After the Largest Cyber-attack Carried Out through an Army of IoT Devies/ G. Perrone [et ak.] // Proceedings of the 2nd International Conference on Internet of Things, Big Data and Security (IoT BDS 2017), 2017. – P. 246–253.
- 8 Koroniotisa N., Moustafaa N., Sitnikovaa E., Turnbulla B. Towards the Development of Realistic Botnet Dataset in the Internet of Things for Network Forensic Analytics: Bot-IoT Dataset // University of New South Wales Canberra. 2018. P. 40.
- 9 Дикий Д.И., Артемьева В.Д. Протокол передачи данных MQTT в модели удаленного управления правами доступа для сетей Интернета // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2019. Т. 19. № 1. С. 109–117.
- 10 Perrone,G. The Day After Mirai: A Survey on MQTT Security Solutions After the Largest Cyber-attack Carried Out through an Army of IoT Devices/Perrone G., Vecchio M., Pecori R., Giaffreda R.// Proceedings of the 2nd International Conference on Internet of Things, Big Data and Security (IoT BDS 2017), 2017. p 246-253.
- 11 Fremantle,P. Federated Identity and Access Management for the Internet of Things /P. Fremantle, B. Aziz, J. Kopeck’y, P. Scott// 2014 International Workshop on Secure Internet of Things. 2014. С. 10-17.
- 12 Дикий Д.И. Алгоритм аутентификации и генерации общего сессионного ключа симметричного шифрования для устройств Интернета вещей на основе протокола MQTT/ Дикий Д.И. // Информация и космос. №1(9), 2019. С. 118-124

Dikii Dmitrii Igorevich, PhD student

The St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics (University ITMO)
St. Petersburg, Russia, e-mail: dimandikiy@mail.ru

This article presents an overview of the data transfer protocol used for machine-to-machine communication, employed at the application level of the OSI model from the point of view of information security. The review is divided into several thematic parts: accessibility, integrity, confidentiality. The article describes the mechanisms of information security implemented to the protocol, as well as methods of leveling the implementing probability of threats by another tools.

УДК 621.372.543.2, 621.385.69

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МИКРОПОЛОСКОВЫХ СВЧ ФИЛЬТРОВ

Мытник Иван Сергеевич, магистр техники и технологии, аспирант

Балтийский федеральный университет им. И. Канта,
Калининград, Россия, e-mail: ismytnik@mail.ru

В статье рассмотрены способы реализации микрополосковых фильтров на фрезерном оборудовании, а также способ снятия характеристик с помощью лабораторного стенда. Проанализированы основные трудности производства и снятия характеристик микрополосковых фильтров. На основе проведенного исследования автором предлагается ряд рекомендаций для более точной реализации микрополосковых фильтров СВЧ

Введение

Фильтрами СВЧ называют четырехполюсники, осуществляющие передачу колебаний СВЧ от источника (генератора) в согласованную нагрузку в соответствии с заданной частотной характеристикой

Микрополосковый фильтр (МПФ) состоит из микрополосковых резонаторов. Как правило, МПФ СВЧ – это полосовые фильтры.

МПФ СВЧ находят широкое применение в средствах связи, преимущественно портативных — рациях, сотовых телефонах, устройствах Bluetooth, Wi-Fi и WiMAX, в приемной аппаратуре, а так же для снижения побочных излучений при передаче.

Микрополосковые фильтры строятся из LC-элементов, изготовленных на печатной плате из проводников разной длины и ширины. Длина проводников задаёт индуктивность, а ширина и расстояние между ними – емкость.

Топология МПФ СВЧ очень разнообразна [1]

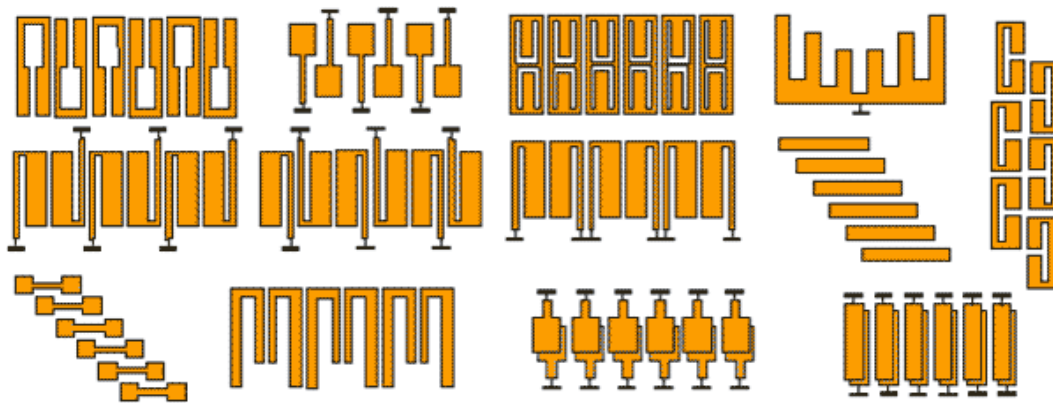


Рис. 1 Примеры топологии МПФ СВЧ

Основные характеристики МПФ СВЧ

- АЧХ (Амплитудно-частотная характеристика)
- Полоса пропускания
- Неравномерность АЧХ в полосе пропускания
- Коэффициент передачи
- Крутизна спадов и подъемов АЧХ
- Входное и выходное сопротивление [2, с. 368]

Методы проектирования МПФ

Расчёт и построение фильтров СВЧ обычно выполняют на компьютере с использованием универсальных программ [3], например, Microwave Office, CST Microwave Studio, Serenade или Genesys.

В первую очередь для проектирования фильтра необходимо составить конструкцию фильтра из отдельных элементов, имеющихся в САПР, таких как L и C. Далее необходимо задать подходящие начальные значения параметров элементов конструкции. Необходимым является построение целевых функций, отвечающих всем требованиям к частотной характеристике фильтра.

Затем, когда фильтр будет описан, программа рассчитает топологию и сгенерирует чертеж устройства, который можно будет уже вручную доработать при необходимости.

Также во многих САПР важно задание списка конструктивных параметров, подлежащих оптимизации и коррекции, благодаря чему можно сделать несколько чертежей для их дальнейшего тестирования на измерительной аппаратуре.

Технология изготовления МПФ

В данной работе, использовался метод фрезерования с использованием станка Protomat S103 [4].



Рис.2 Фрезерный станок Protomat S103.

Чертеж-схему из САПР необходимо экспортировать в специальную программу для фрезерного станка. В этой программе необходимо рассчитать и сформировать траектории движения инструмента, выбрать подходящие инструменты, задать глубину и шаг фрезерования.

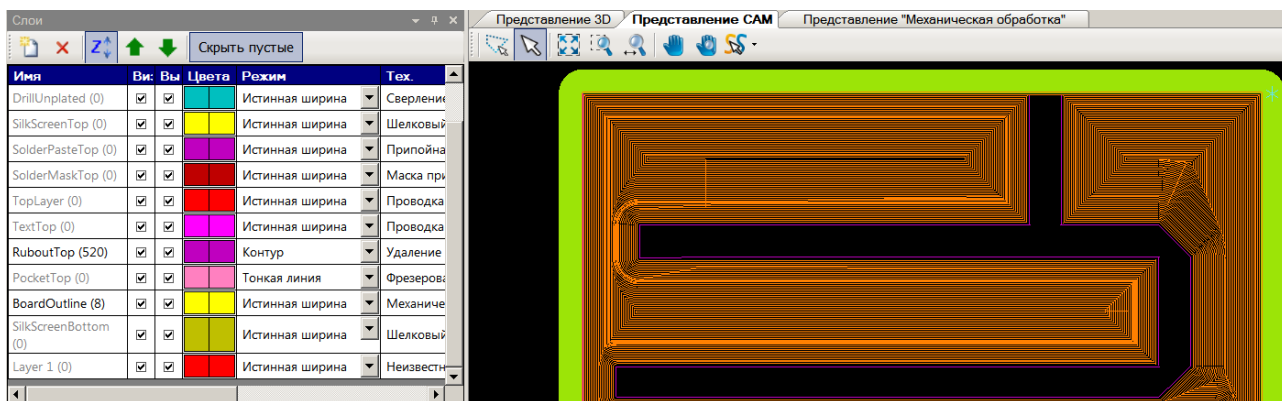


Рис.3 Окно программы LPKF CircuitPro PM для Protomat S103.

На Рис.4 представлены фотографии рабочей поверхности станка –а) и три изготовленных фильтра –б), в).

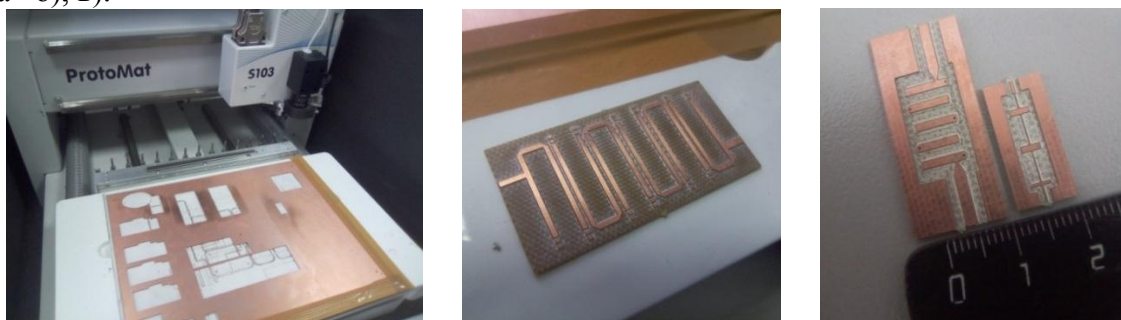


Рис.4 Рабочая поверхность станка –а), микрополосковые фильтры – б), в).

Блок-схема измерительного стенда

Для исследования характеристик микрополосковых СВЧ фильтров собран измерительный стенд, схема которого приведена на рис.5.

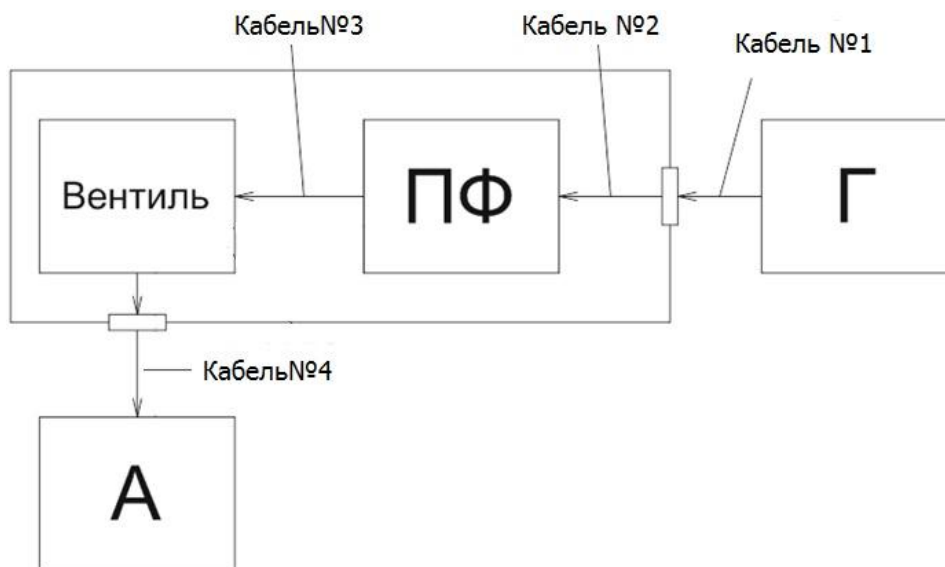


Рис.5 Блок-схема измерительного стенда для исследования характеристик СВЧ фильтров

В состав стенда входят: Г – аналоговый СВЧ генератор Agilent MXG N5181A (рис.6а); А – цифровой анализатор спектра GSP-7830 с рабочим диапазоном от 9 кГц до 3 ГГц (рис.6б); ПФ - исследуемый полосовой фильтр; Вентиль, для ослабления влияния внешних цепей на результат измерения; калиброванные радиочастотные кабели.



Рис.6 Приборы измерительного стенда, а – генератор; б – анализатор спектра.

Таблица 1

Величины затухания в калиброванных кабелях

Кабель	Затухание дБ
№ 1	0,7
№ 2	0,1
№ 3+вентиль+№4	1,9

Общее ослабление сигнала от выходного разъёма генератора до входа анализатора спектра в отсутствие ПФ составляет $\sigma = 2,7$ дБ

Для проведения измерений и снятия АЧХ на генераторе N5181A устанавливается уровень ослабления -10 дБм и предполагаемая центральная частота. Далее с помощью функции свипирования (качания частоты) задаются частотные, временные и амплитудные параметры качания, чтобы охватить всю частотную область работы фильтра. Пройдя через фильтр, изменяющийся сигнал поступает на анализатор спектра GSP-7830, в котором присутствует возможность поиска и записи пиков амплитуды измеряемого сигнала. Необходимо задать начальную и конечную частоты, которые должны совпадать с пределами свипирования. За несколько повторений генерируемого сигнала, на анализаторе строится график АЧХ.

Тестирование стенда

Для тестирования измерительной установки использованы два заводских объёмных резонаторных фильтра ПФ 13-1 и ПФ 64-1. Результаты исследования АЧХ обоих фильтров приведены ниже.

Фильтр ПФ 13-1

$$f_{ц} = 1220 \text{ МГц}$$

Ослабление сигнала на центральной частоте: 2,9 дБ

Неравномерность АЧХ: 1,1 дБ

Крутизна спада: 1,81 дБ/МГц

Крутизна подъема: 1,54 дБ/МГц

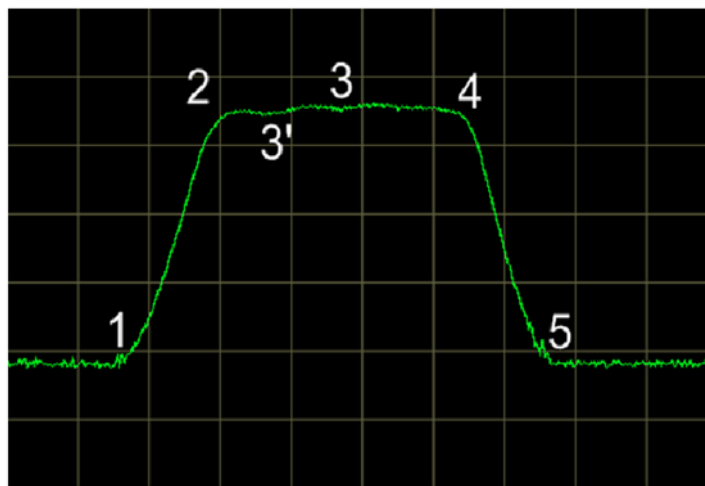


Рис.7 АЧХ фильтра ПФ 13-1

Таблица 2

АЧХ фильтра ПФ 13-1

Маркер	1	2	3	3'(min)	4	5
f, МГц	1173,4	1196,2	1220	1204,9	1245,2	1264,6
P, дБм	-51,5	-16,4	-15,6	-16,7	-16,3	-51,5
		P _{вых} генератора -10дБм;				σ = 2,7дБ

Фильтр ПФ 64-1

$$f_{ц} = 1150 \text{ МГц}$$

Ослабление сигнала на центральной частоте: 1,7 дБ

Неравномерность АЧХ: 1,1 дБ

Крутизна спада: 1,77 дБ/МГц

Крутизна подъема: 1,81 дБ/МГц

АЧХ фильтра ПФ 64-1 схожа с характеристикой предыдущего фильтра, но сдвинута в частотной области.

Таблица 3

АЧХ фильтра ПФ 64-1

Маркер	1	2	3	3'(min)	4	5
f, МГц	1106,8	1126,2	1150	1141	1174,4	1194,8
P, дБм	-51	-15,8	-14,4	-15,5	-15,4	-51,5
		P _{вых} генератора -10дБм;				σ = 2,7дБ

Приведённые выше результаты тестирования показывают, что собранный стенд позволяет исследовать АЧХ СВЧ фильтров и измерять с достаточной для инженерной практики точностью полосу пропускания, неравномерность АЧХ в полосе пропускания, крутизну спадов и подъемов АЧХ и рассчитать коэффициент передачи фильтра.

Исследование микрополосковых фильтров

Были изучены характеристики СВЧ фильтра, произведенного в лаборатории на текстолите FR-4 с помощью фрезерования. На рисунке представлены различные фильтры.



Рис 8 Фильтры Ф-1.0, Ф-1.1, Ф-1.2 и SMA-разъёмы 50 Ом

В связи с поставленной задачей по разработке полосковых фильтров СВЧ диапазона, была освоена методика по моделированию полосковых устройств в программном пакете Genesys.

В ходе работы было выявлено, что характеристики изготовленных фильтров не соответствуют моделям, обнаружено значительное смещение частотных характеристик и сужение полосы пропускания. В ходе эксперимента было выявлено, что данные отклонения от модели связаны с техническими характеристиками фрезера, с помощью которого производились фильтры. При изготовлении фильтров фрезер вместе с медью снимает значительную часть диэлектрика, что аналогично увеличению расстояния между резонаторами. При этом ширина и длина дорожек фрезеруется с необходимой точностью.

После установления данной особенности изготовления фильтров было принято решение доработать устройства вручную. Доработкой в данном случае является изменение длины резонаторов. Этим мы смещаем АЧХ фильтра по частоте вверх. Так же происходит расширение полосы пропускания фильтра, что объясняется изменением диэлектрической проницаемости между резонаторами, что эквивалентно незначительному увеличению расстояния между резонаторами и снижению электрической связи между ними. Данный вариант доработки возможно применять только в тех случаях, когда частотные характеристики изготовленных фильтров относительно модели смещены по частоте вниз.

В программе Genesys полосковой фильтр был смоделирован для частотного диапазона: 1,9 ГГц – 2,1 ГГц. Далее будут представлены характеристики фильтров, снятые с физических моделей с помощью анализатора спектра GSP-7830.

Фильтр Ф-1.0 (1785-2165 МГц).

При изготовлении данного фильтра учитывалось, что фрезерный аппарат вместе с медью «снимает» часть диэлектрика. Была заложена возможность, при необходимости, увеличения длины резонаторов. Она представлена в виде отдельно стоящих частей меди, которые при необходимости можно соединить с резонатором, тем самым увеличить его длину.

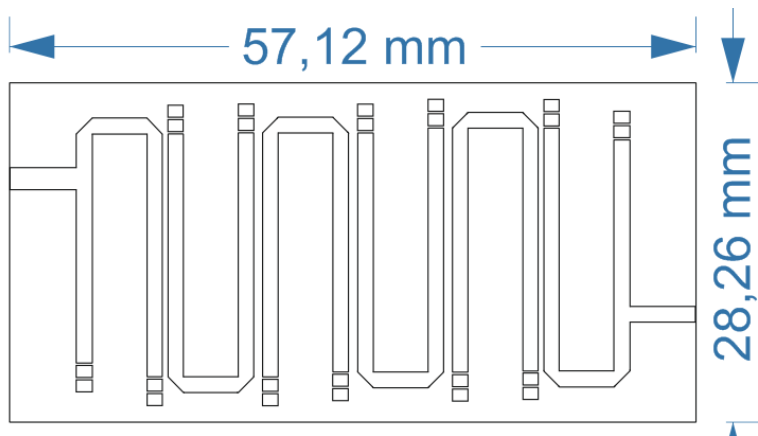


Рис 9. Чертеж фильтра Ф-1.0

$f_{\text{ц}}=1975$ МГц
 Собственные затухания: 4,4 дБ
 Неравномерность АЧХ: 1 дБ
 Крутизна спада: 0,2 дБ/МГц
 Крутизна подъема: 0,28 дБ/МГц

Таблица 4

АЧХ фильтра Ф-1.0

Маркер	1	2	3	3'(min)	4	5
f, МГц	1785	1892	1930	1959	2027	2165
P, дБм	-48,3	-18,5	-17,4	-18,4	-18,6	-46,5
P _{вых} генератора -10дБм; $\sigma = 2,7$ дБ						

Фильтр Ф-1.1 (1613-2079 МГц). Длина резонаторов была увеличена на 1,19мм относительно фильтра Ф1.0.

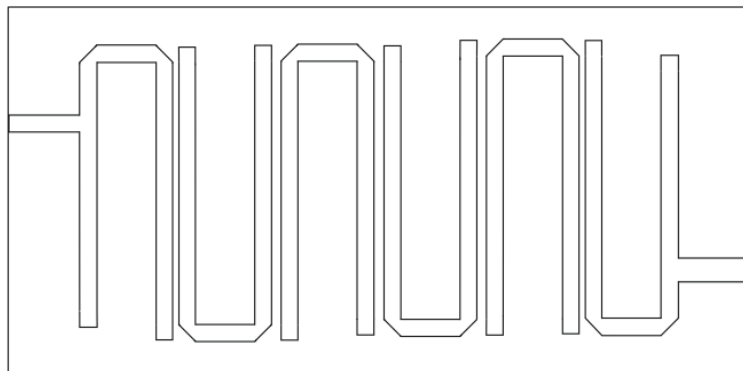


Рис 10 Чертеж фильтра Ф-1.1

$f_{\text{ц}}=1846$ МГц
 Собственные затухания: 4,6 дБ
 Неравномерность АЧХ: 1,9 дБ
 Крутизна спада: 0,23 дБ/МГц
 Крутизна подъема: 0,23 дБ/МГц

Таблица 5

АЧХ фильтра Ф-1.1

Маркер	1	2	3	3'(min)	4	5
f, МГц	1613	1746	1832	1855	1962	2079
P, дБм	-49,5	-19,4	-17,6	-19,5	-21,1	-47,7
P _{вых} генератора -10дБм; $\sigma = 2,7$ дБ						

Фильтр Ф-1.2 (1515-1987 МГц). Длина резонаторов была увеличена на 2,39 мм относительно фильтра Ф1.0.

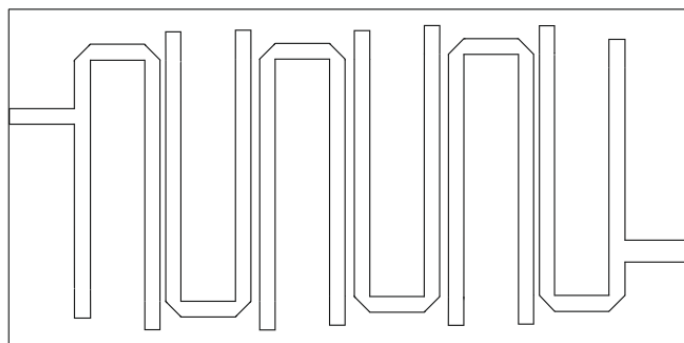


Рис 11 Чертеж фильтра Ф-1.2

$f_{ц}=1751$ МГц

Собственные затухания: 4,5 дБм

Неравномерность АЧХ: 1,8 дБм

Крутизна спада: 0,23 дБм/МГц

Крутизна подъема: 0,26 дБм/МГц

Таблица 6

АЧХ фильтра Ф-1.2

Маркер	1	2	3'(min)	3	4	5
f, МГц	1505	1649	1691	1742	1876	1987
P, дБм	-50,6	-19,2	-20,3	-17,5	-20,3	-49,6
P _{вых} генератора -10дБм; $\sigma = 2,7$ дБ						

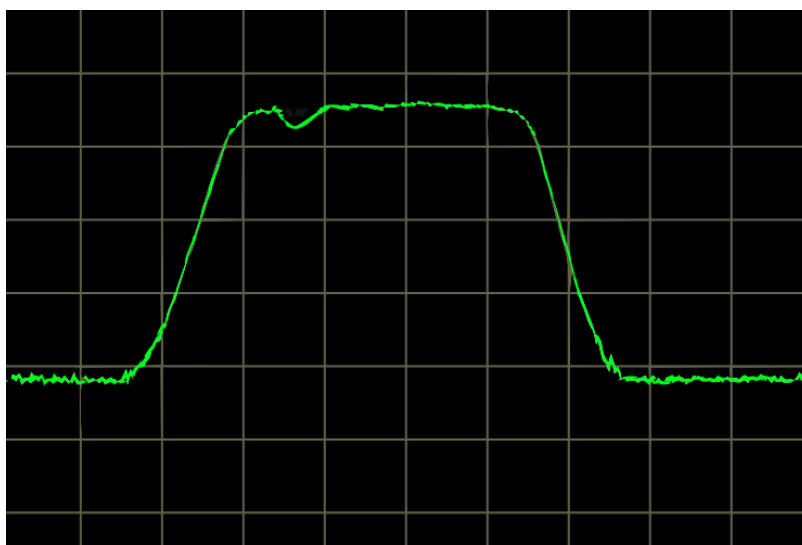


Рис 12. АЧХ фильтра Ф-1.2

Заключение

В результате исследования полученных фильтров было выявлено отклонение частотных характеристик изготовленного устройства от виртуальной модели, т.е. АЧХ фильтров по частоте смещена вниз.

После сравнения характеристик полученных фильтров был сделан вывод: увеличение длины резонаторов на 1,19 и 2,39 мм приводит к смещению АЧХ в частотной области в меньшую сторону на 5% (100 МГц) на каждом шаге увеличения. На крутизну, неравномерность АЧХ и собственное затухания длина резонаторов влияет незначительно. В большей степени эти характеристики зависят от расстояния между резонаторами, топологии экранирующего слоя и толщины диэлектрика.

В ходе производства фильтров выявлены некоторые особенности станка Protomat S103, влияющие на его работу и характеристики изготавливаемых фильтров. Очень важным фактором является выбор фрезы. Инструмент различной формы и толщины по-разному снимает медный слой, зачастую удаляя часть слоя диэлектрика, что сказывается на емкостных характеристиках фильтра. Так, например, микро-фреза 0,1-0,2 мм снимает до 0,4 мм диэлектрика, но более точно выполняет дорожки, а микро-фреза 0,2-0,3 мм практически не затрагивает диэлектрический слой, но не имеет возможности делать дорожки толщиной 0,1 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Комплекс автоматизированного проектирования и производства микроволновых фильтров // Электрон. дан. Режим доступа URL: http://kirensky.ru/ru/institute/sci_equipment/micro_filt (дата обращения 02.06.2019).
- 2 Кузнецов В.А. Измерения в электронике. Справочник. – М.: Энергоатом, 1987. – 506 с.
- 3 САПР Genesys 2018 // Электрон. дан. Режим доступа URL: <https://www.keysight.com/en/pd-2904432/genesys-2018?cc=US&lc=eng> (дата обращения 02.06.2019).
- 4 Фрезерный станок Protomat S103 // Электрон. дан. Режим доступа URL: <https://www.lpkf.com/en/industries-technologies/research-in-house-pcb-prototyping/pcb-structuring/> (дата обращения 02.06.2019).
- 5 Адоменас П., Аронсон Я., Бирманас Е. Измерители АЧХ и их применение. – М.: Связь, 1968. – 165 с.
- 6 Атамалян Э.Г. Приборы и методы измерения электрических величин. – М.: Высшая школа, 1982. – 384 с.
- 7 Безкоровайный Н. М., Широков Н. Г. Электрические измерения. – М.: Машиностроение, 1971. – 375 с.
- 8 Валитов Р. А., Сретенский В. Н. Радиотехнические измерения. – М.: Совествкое радио, 1970. – 706 с.
- 9 Тишер Ф. Техника измерений на СВЧ. – М.: Физматгиз, 1963 – 368 с.

MEASURING BENCH FOR RESEARCH CHARACTERISTICS MICROSTRIP MICROWAVE FILTERS

Mytnik Ivan Sergeevich, master of engineering and technology, post-graduate student

Immanuel Kant Baltic Federal University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: ismytnik@mail.ru

This article discusses how to implement microstrip filters on the grain equipment, as well as the method of characterization using a laboratory bench. The main difficulties of production and removal of characteristics of microstrip filters are analyzed. Based on the study, the author proposes a number of recommendations for more accurate implementation of microstrip microwave filters.

СЖАТИЕ ЧАСТОТНОЙ ПОЛОСЫ В СИСТЕМАХ СВЯЗИ С ЧАСТОТНЫМ РАЗДЕЛЕНИЕМ КАНАЛОВ

¹Пахотин Валерий Анатольевич, д-р физ.-мат. наук, профессор

²Власова Ксения Валерьевна, канд. физ.-мат. наук, доцент

¹Петров Сергей Васильевич, аспирант

¹ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта»,
Калининград, Россия, e-mail: VPakhotin@kantiana.ru

²Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: p_ksenia@mail.ru

Рассмотрена возможность дополнительного уплотнения каналов в системах связи с частотным разделением каналов. Основой являются оригинальные фильтры максимального правдоподобия, позволяющие разделять неортогональные по частоте сигналы. Приводятся импульсные и частотные характеристики таких фильтров и анализируются их возможности. Рассмотрены два канала связи с неортогональными несущими частотами, в которых реализована фазовая модуляция (4-QAM). Приводится статистика оценок амплитуд и фаз сигнального созвездия 4-QAM для двух неортогональных каналов связи, полученных с помощью модельных расчетов. Для этого случая анализируется эффективность дополнительного уплотнения каналов

Введение

В настоящее время цифровые системы связи представляют собой высокоэффективные радиотехнические комплексы, основным назначением которых является передача информации [2, 3]. Они позволяют широко использовать различные виды амплитудно-частотно-фазовой модуляции. Это дает возможность существенно увеличить скорость передачи информации. Так, например, в системах наземного эфирного телевидения переход на новый стандарт DVB-T2 обусловлен в первую очередь требованием обеспечить 30 % увеличение скорости передачи информации. Это оказывается возможным за счет сжатия информации, за счет увеличения количества ортогональных поднесущих с 8К до 32К, за счет увеличения сигнального созвездия с 64-QAM до 256-QAM. При этом основой потока информации в системах связи с частотным разделением каналов является простейший сигнал – радиоимпульс длительностью T , характеризующийся круговой частотой ω , начальной фазой φ_0 и амплитудой U_0 . В потоке сообщений указанные три параметра являются случайными. Однако они постоянны на интервале длительности T и меняются от одного интервала длительностью T к другому интервалу случайным образом. Это позволяет использовать при обработке информации в системах связи оригинальные частотные фильтры максимального правдоподобия, обеспечивающие фильтрацию неортогональных радиоимпульсов, спектры которых частично перекрываются [5, 6]. В результате оказывается возможным создание систем связи с неортогональными поднесущими частотами [4]. Разрешенная частотная полоса в этом случае может быть уменьшена.

Таким образом, в настоящей работе рассматривается возможность дополнительного уплотнения каналов в системах связи с частотным разделением.

Основы теории

В настоящее время в цифровых системах связи с частотным разделением каналов для выделения необходимой частоты используются согласованные оптимальные фильтры [1, 2, 3]. Однако они могут разделять лишь ортогональные по частоте радиоимпульсы, когда коэффициент их вза-

имной корреляции равен нулю. Рассмотрим фильтры максимального правдоподобия [5, 6]. Их отличительной особенностью является возможность фильтрации неортогональных по частоте сигналов. В системах связи, как правило, частоты сигналов известны. Это упрощает структуру фильтра и позволяет использовать для их описания уравнения правдоподобия. Для случая двух неортогональных по частоте радиоимпульсов уравнения правдоподобия записываются в виде

$$\begin{aligned}\int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_1 t} dt &= \hat{U}_1 + \hat{R}\hat{U}_2, \\ \frac{1}{T} \int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_2 t} dt &= \hat{U}_1 \hat{R}^* + \hat{U}_2,\end{aligned}\quad (1)$$

где $\hat{R} = \frac{1}{T} \int_0^T e^{i(\omega_2 - \omega_1)t} dt$ – коэффициент взаимной корреляции.

$\hat{y}(t)$ – принятое сообщение, содержащее два радиоимпульса и аддитивный шум.

\hat{U}_1, \hat{U}_2 – комплексные амплитуды радиоимпульсов.

ω_1, ω_2 – круговые частоты двух радиоимпульсов.

T – длительность радиоимпульса.

Решая (1) относительно амплитуд, получим

$$\begin{aligned}\hat{U}_1 &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_1 t} dt - \hat{R} \frac{1}{T} \int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_2 t} dt}{1 - |\hat{R}|^2}, \\ \hat{U}_2 &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_2 t} dt - \hat{R}^* \frac{1}{T} \int_0^T \hat{y}(t)e^{-i\omega_1 t} dt}{1 - |\hat{R}|^2}.\end{aligned}\quad (2)$$

При ортогональности радиоимпульсов ($|\hat{R}| = 0$) выражения (2) эквивалентны двум согласованным фильтрам Фурье. Выражения (2) определяют процесс фильтрации с импульсными характеристиками двух фильтров максимального правдоподобия, настроенных на частоты ω_1 и ω_2

$$\begin{aligned}\hat{h}_1(\omega_1, \omega_2) &= \frac{e^{-i\omega_1 t - \hat{R}} e^{-i\omega_2 t}}{T(1 - |\hat{R}|^2)}, \\ \hat{h}_2(\omega_1, \omega_2) &= \frac{e^{-i\omega_2 t - \hat{R}^*} e^{-i\omega_1 t}}{T(1 - |\hat{R}|^2)}.\end{aligned}\quad (3)$$

Преобразование Фурье от импульсных характеристик (3) определяет частотные характеристики фильтров

$$\begin{aligned}\hat{G}_1(\omega) &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^{T_1} e^{i(\omega - \omega_1)t} dt - \hat{R} \frac{1}{T} \int_0^{T_1} e^{i(\omega - \omega_2)t} dt}{1 - |\hat{R}|^2}, \\ \hat{G}_2(\omega) &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^{T_1} e^{i(\omega - \omega_2)t} dt - \hat{R}^* \frac{1}{T} \int_0^{T_1} e^{i(\omega - \omega_1)t} dt}{1 - |\hat{R}|^2}.\end{aligned}\quad (4)$$

При $|\hat{R}| = 0$, при ортогональности сигналов, импульсные и частотные характеристики фильтров максимального правдоподобия эквивалентны импульсным и частотным характеристикам Фурье фильтров. Если $|\hat{R}| \neq 0$, в области неортогональности сигналов, данные фильтры полностью разделяют два радиоимпульса. Действительно, пусть $\hat{y}(t)$ на интервале от 0 до T содержит два радиоимпульса. Математическое ожидание от выражений (2) позволяет получить следующее

$$\begin{aligned}M(\hat{U}_1) &= \frac{\hat{U}_1(1 - |\hat{R}|^2) + \hat{U}_2(\hat{R} - \hat{R})}{1 - |\hat{R}|^2} = \hat{U}_1, \\ M(\hat{U}_2) &= \frac{\hat{U}_1(\hat{R}^* - \hat{R}^*) + \hat{U}_2(1 - |\hat{R}|^2)}{1 - |\hat{R}|^2} = \hat{U}_2.\end{aligned}\quad (5)$$

Если в принятом сообщении содержится лишь один радиоимпульс, например, с частотой ω_1 , то математическое ожидание от (2) позволяет получить следующее

$$\begin{aligned} M(\hat{U}_1) &= \frac{\sigma_1(1-|\hat{R}|^2)}{1-|\hat{R}|^2} = \hat{U}_1, \\ M(\hat{U}_2) &= \frac{\sigma_1(\hat{R}^* - \hat{R}^*)}{1-|\hat{R}|^2} = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Если принятое сообщение содержит лишь шумовую составляющую, то математическое ожидание от (2) определяет нулевые значения. Однако дисперсия шумовой составляющей будет на основании (2) следующей

$$D_{u_i} = M(|\hat{U}_1|^2) = \frac{\sigma^2}{N(1-|\hat{R}|^2)}. \quad (7)$$

Следовательно, дисперсия шума уменьшается в N раз (N – количество некоррелированных отсчетов шума). Однако в знаменателе (7) содержится модуль коэффициента корреляции и, при его приближении к единице, дисперсия будет увеличиваться. Фильтры максимального правдоподобия имеют ограниченную рабочую область по коэффициенту корреляции $|\hat{R}| \sim 0 \div 0,9$.

Рассмотрим структуру частотных характеристик фильтров максимального правдоподобия (4). Если $\omega = \omega_1$, то

$$\hat{G}_1(\omega = \omega_1) = 1, \hat{G}_2(\omega = \omega_2) = 0. \quad (8)$$

Если $\omega = \omega_2$, то

$$\hat{G}_1(\omega = \omega_2) = 0, \hat{G}_2(\omega = \omega_1) = 1.$$

Фильтры имеют коэффициент передачи, равный единице, для частоты фильтра и равный нулю на сопутствующей частоте. Они подобны режекторным фильтрам с идеально подобранной частотной характеристикой. Безусловно, такого рода фильтры относятся к классу оптимальных, согласованных фильтров. Однако согласование реализуется относительно совокупности сигналов.

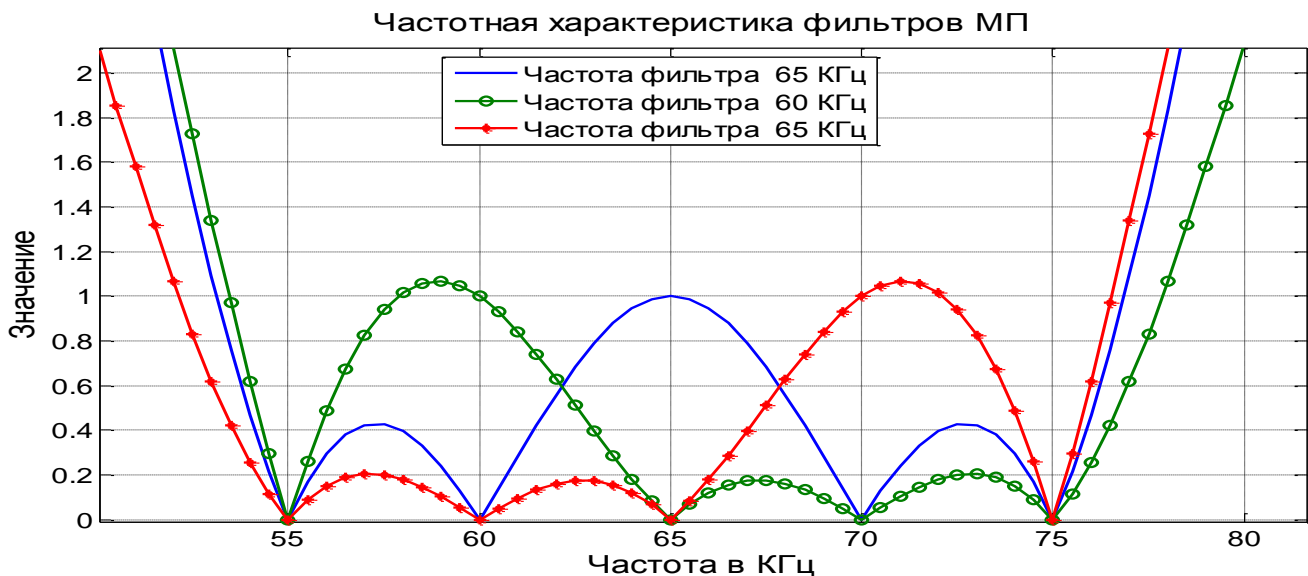


Рис.1 Частотные характеристики фильтров максимального правдоподобия для фильтрации сигнала на фоне четырех сопутствующих сигналов. Соседние сигналы неортогональны. Различие частот равно 5 КГц вместо 10 КГц при ортогональности.

На рисунке 1 показаны три фильтра максимального правдоподобия, настроенные на выделение следующих трех частот: $f_2 = 60$ кГц, $f_3 = 65$ кГц, $f_4 = 70$ кГц. Принятое сообщение содержит совокупность пяти частот: $f_1 = 55$ кГц, $f_2 = 60$ кГц, $f_3 = 65$ кГц, $f_4 = 70$ кГц, $f_5 = 75$ кГц. Сигналы с такими частотами являются неортогональными (длительность радиоимпульса $T = 100$ мкс). Для фильтра, настроенного, например, на частоту 65 кГц сопутствующие сигналы подавляются полностью. Отмечается увеличение коэффициента пропускания фильтра вне частотной полосы 55÷75 кГц. Это отрицательное качество фильтров максимального правдоподобия. Однако использование предварительной фильтрации, например, фильтрами Чебышева устраняет это отрицательное качество.

Таким образом, фильтры максимального правдоподобия могут быть использованы для создания систем связи с неортогональными поднесущими частотами. Рассмотрим в качестве примера систему связи с двумя несущими частотами, модулированными сигнальным созвездием 4 QAM. Значения амплитуд и фаз 4-х последовательных сигналов на интервалах $T = 2,5$ мкс представлены в табл. 1

Таблица 1

Параметры сигналов

Частота	Сигнал 1		Сигнал 2		Сигнал 3		Сигнал 4	
	U_1	φ_1	U_2	φ_2	U_3	φ_3	U_4	φ_4
f_1	1	0	1	90	1	180	1	270
f_2	1	0	1	90	1	180	1	270

Задачей системы связи на приемной части является фильтрация (разделение) двух частотных каналов, а также различение сигналов в каждом из четырех интервалов, отличающихся значением фазы ($\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$, $\varphi_4 = 270^\circ$).

На рисунке 2 показаны оценки амплитуд и фаз сигнального созвездия 4 QAM для двух неортогональных каналов связи (несущие частоты $f_1=1$ МГц, $f_2=1.04$ МГц), полученные с помощью модельных расчетов. Разность между частотами уменьшена в 10 раз по сравнению с Рэлеевским пределом 0,4 МГц. Как видно из рисунка, погрешности в оценке амплитуд и фаз незначительны при отношении сигнал/шум ~ 20 дБ. Экономия частотной полосы в этом случае достигает $\sim 30\%$. Различение сигналов 100%.

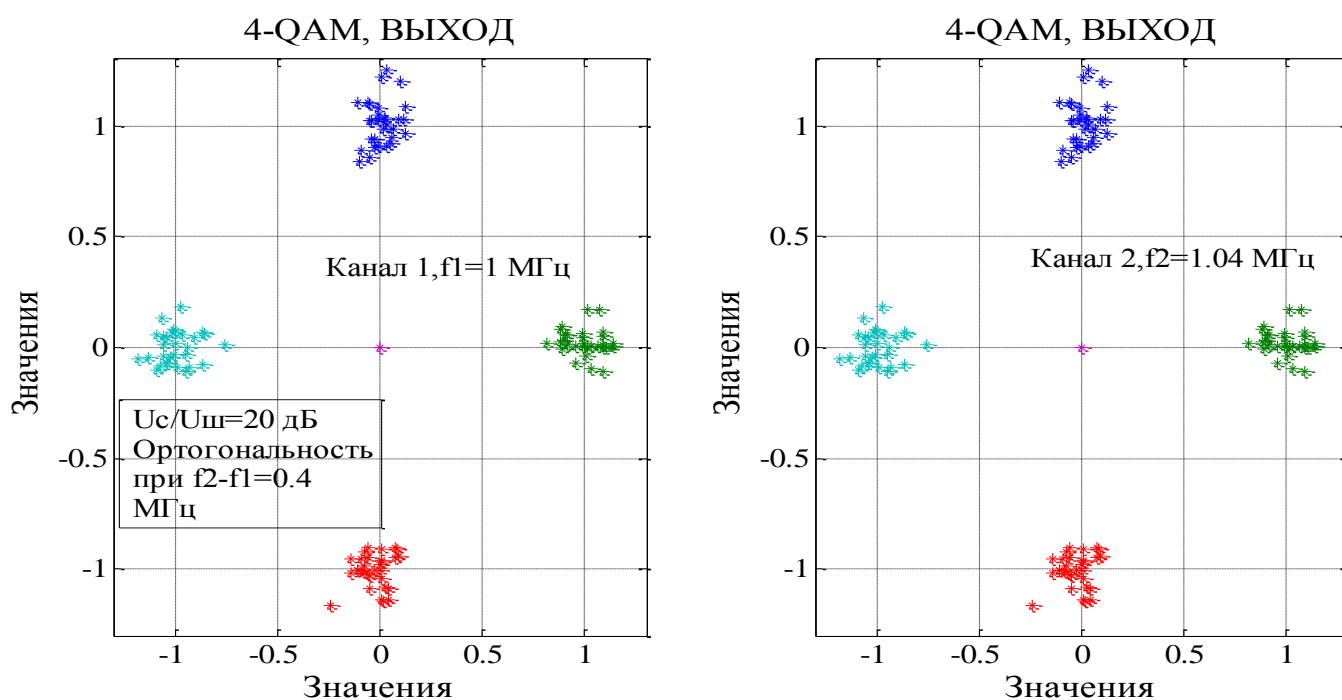


Рис.2 - оценка параметров сигналов 4-QAM, несущие частоты $f_1=1$ МГц, $f_2=1,04$ МГц при длительности радиоимпульсов 2,5 мкс, ОСШ 20 дБ

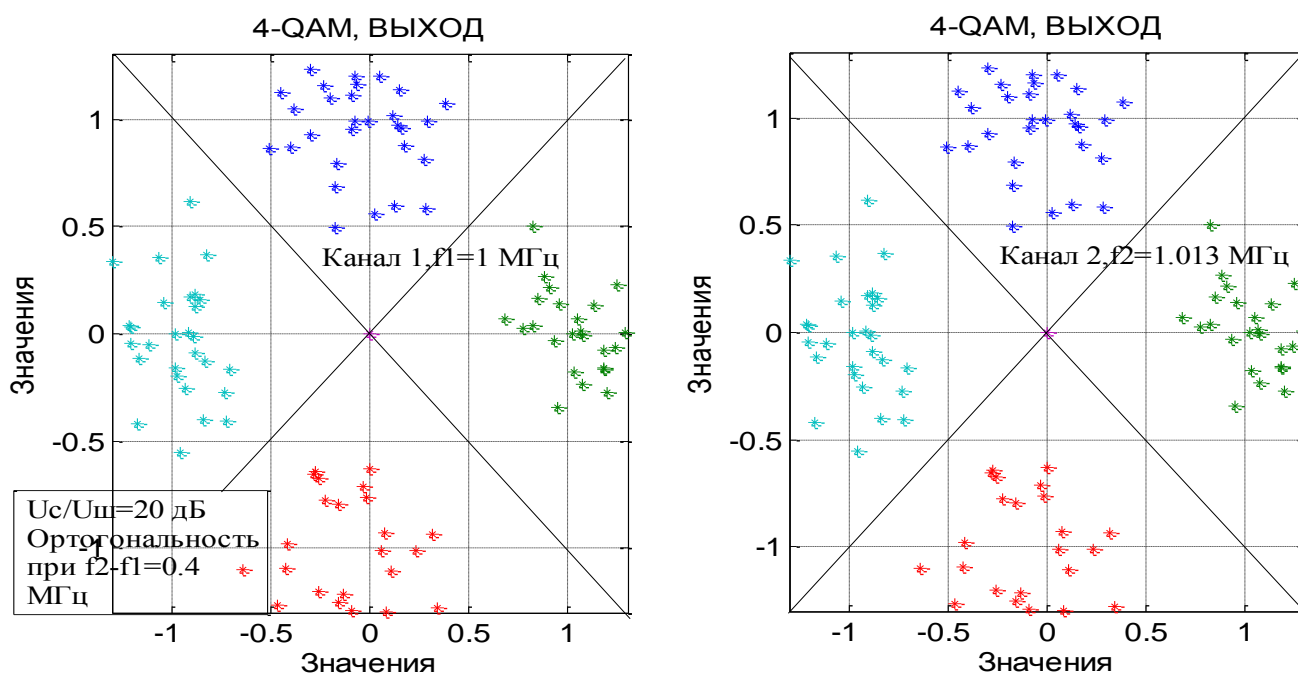


Рис. 3 - оценка параметров сигналов 4-QAM, несущие частоты $f_1=1$ МГц, $f_2=1,013$ МГц при длительности радиоимпульсов 2,5 мкс, ОСШ 20 дБ.

На рисунке 3 показаны результаты оценок комплексных амплитуд сигналов 4-QAM. Разность частот в каналах равна 0,013 МГц. Она в 30 раз превышает предельную Рэлеевскую разность частот 0,4 МГц. Экономия частотной полосы равна в этом случае 32%. Точки, характеризующие комплексные амплитуды отдельного сигнала не выходят за пределы разделительных линий. Следовательно, реализуется 100 % разделение четырех сигналов в каждом канале.

Таким образом, потенциальная возможность частотного уплотнения каналов связи на основе фильтров максимального правдоподобия может достигать ~32%.

Основные результаты

В настоящей работе рассмотрена возможность дополнительного уплотнения систем связи с частотным разделением каналов. Она основана на использовании оригинальных фильтров максимального правдоподобия. По результатам работы сделаны следующие выводы.

1 Фильтры максимального правдоподобия являются оптимальными фильтрами, согласованными с двумя и более сигналами. В отличие от известных фильтров, они эффективно разделяют неортогональные по частоте сигналы с коэффициентом взаимной корреляции, достигающим значения 0,9.

2 Использование фильтров максимального правдоподобия в системах связи с частотным разделением каналов позволяет дополнительно уплотнить каналы связи. Эффективность уплотнения может достигать ~32%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Перов А.И. Статистическая теория радиотехнических систем. М.: Радиотехника, 2003. – 400 с.
- 2 Дж. Возенкрафт, И. Джекобс. Теоретические основы техники связи. Перевод с англ. Под ред. Р.Л. Добрушина. Изд. «Мир», Москва, 1969, 640 с.
- 3 Волков Л.Н., Немировский М.С., Шинаков Ю.С. Основы цифровой радиосвязи: базовые методы и характеристики: учебн. пособие. – М.: Эхо Тренд, 2005. – 392 с

4 Слюсар В. И., Смоляр В. Г. Частотное уплотнение каналов связи на основе сверхрелеквского разрешения сигналов. Радиоэлектроника. Изв. высш. учеб. заведений. 2003, №7, с. 30 – 39.

5 Пахотин В.А., Анискевич В.М.. Частотное уплотнение каналов связи на основе неортогональных сигналов. Цифровая обработка сигналов и ее применение: сборник докладов 16-й Международной конференции и выставки. – Москва, 2014. – Вып. XVI – С. 296-300.

6 Пахотин В.А., Строков В.И., Алещенко А.Н.. Неортогональные сигналы в системах связи с частотным разделением каналов. «Радиолокация. Навигация. Связь»: сборник докладов 20-й международной научно-технической конференции. - Воронеж, НПФ «Саквояж», 2014. - с. 354.

COMPRESSION OF THE FREQUENCY STRIP IN COMMUNICATION SYSTEMS WITH FREQUENCY SEPARATION OF CHANNELS

¹Pakhotin Valery Anatolyevich, D., F.-M.S., Professor

²Vlasova Ksenia Valerievna, Ph.D., associate professor

¹Petrov Sergey Vasilievich, graduate student

¹Immanuel Kant Baltic Federal University,
Kaliningrad, Russia, e-mail: VPakhotin@kantiana.ru

²Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: p_ksenia@mail.ru

The possibility of additional channel multiplexing in communication systems with frequency division of channels is considered. The basis is the original maximum likelihood filters, allowing to separate non-orthogonal in frequency signals. Pulse and frequency characteristics of such filters are given and their capabilities are analyzed. Two communication channels with non-orthogonal carrier frequencies, in which phase modulation (4-QAM) is implemented, are considered. The statistics of amplitude and phase estimations of the 4-QAM signal constellation for two non-orthogonal communication channels obtained using model calculations are given. For this case, the effectiveness of additional sealing channels is analyzed.

УДК 536.91

РАДИОЛОКАЦИЯ НАЗЕМНЫХ ЦЕЛЕЙ СО СВЕРХРАЗРЕШЕНИЕМ

¹Пахотин Валерий Анатольевич, д-р физ.-мат. наук, профессор

²Власова Ксения Валерьевна, канд. физ.-мат. наук, доцент

¹Покшин Алексей Михайлович, аспирант

¹ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта»,
Калининград, Россия, e-mail: VPakhotin@kantiana.ru

²Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: p_ksenia@mail.ru

В статье представлены результаты экспериментальных исследований возможностей сверхразрешения по дальности при локации наземных целей. Показано, что основным фактором, влияющим

на точность оценки положения цели, является сложная помеховая обстановка, в то время как влияние шума пренебрежимо мало. Анализ результатов эксперимента показывает, что разрешающая способность по дальности может быть повышена с 10 метров при обработке корреляционным методом анализа до 3 метров при использовании метода максимального правдоподобия

Введение

В настоящее время, наряду с радиолокацией воздушных целей, широко используются системы радиолокации наземных целей [1]. Дальность действия таких систем локации не превышает дальности прямой видимости ($1 \div 20$ км). В связи с этим, даже небольшая энергия излученного сигнала обеспечивает значительное превышение сигнала над уровнем шума и задача обнаружения сигнала на фоне шума становится неактуальной. Проблемой при обработке данных в системах локации наземных целей являются помехи от подстилающей поверхности, от травы, от деревьев, кустов, местных строений. Они оказываются сопоставимыми с сигналами от объектов обнаружения. В результате более актуальной оказывается задача обнаружения сигнала на фоне помех. Второй важной особенностью радиолокации наземных целей является необходимость увеличения разрешения целей по азимуту, дальности, скорости движения. Так, например, в радиолокационной станции «Буссоль» разрешение по азимуту 5° , разрешение по дальности 30 м, разрешение по скорости 0,5 м/с не в полной степени удовлетворяют современным требованиям практики и не соответствуют возможностям теории обработки данных в радиолокационных системах. Используя положения теории оптимального приема с высоким разрешением [2, 3] можно существенно увеличить разрешение целей по азимуту, дальности, по скорости движения. При решении статистических задач радиотехники глобальный максимум поверхности функции правдоподобия в пространстве оцениваемых параметров сигналов оказывается единственным. Его значение не меняется при увеличении количества сигналов в принятом сообщении. Меняется лишь размерность пространства оцениваемых параметров. Максимум поверхности функции правдоподобия, как критерий отбора решений, позволяет оценить параметры всей совокупности сигналов, содержащихся в принятом сообщении. Это существенное отличие данной технологии от широко известных методов спектрального, углового спектрального анализа, от корреляционного анализа. В связи с единственностью максимума поверхности функции правдоподобия оцениваются параметры всей совокупности сигналов, содержащихся в принятом сообщении. При этом введение терминов «разрешение», «разрешающая способность» в рамках данной технологии не требуется.

Антенная система типа фазированной антенной решетки (ФАР, РЛС «Буссоль») требует механического сканирования диаграммой направленности. Это ограничивает азимутальный размер антенной системы и не дает возможности определять углы места целей, которые необходимы, например, при локации беспилотных летающих объектов. В настоящее время разработаны многоканальные антенные системы. Они обеспечивают электронное сканирование диаграммой направленности антенной системы как в азимутальной, так и в угломестной плоскостях. Примером является работающая РЛС метрового диапазона «Резонанс», предназначенная для локации воздушных целей [4].

Указанные особенности радиолокации наземных целей требуют развития как структуры радиолокатора, так и методов обработки получаемых данных. При этом наиболее важными задачами являются повышение разрешения наземных целей и решение задачи фильтрации целей на фоне естественных помех. В настоящей работе основной целью является разработка алгоритма, увеличивающего разрешение целей по дальности.

Структура сигналов и возможности обработки данных в системах локации наземных целей

Рассмотрим структуру сигналов, полученных при локации наземных целей (рисунок 1).

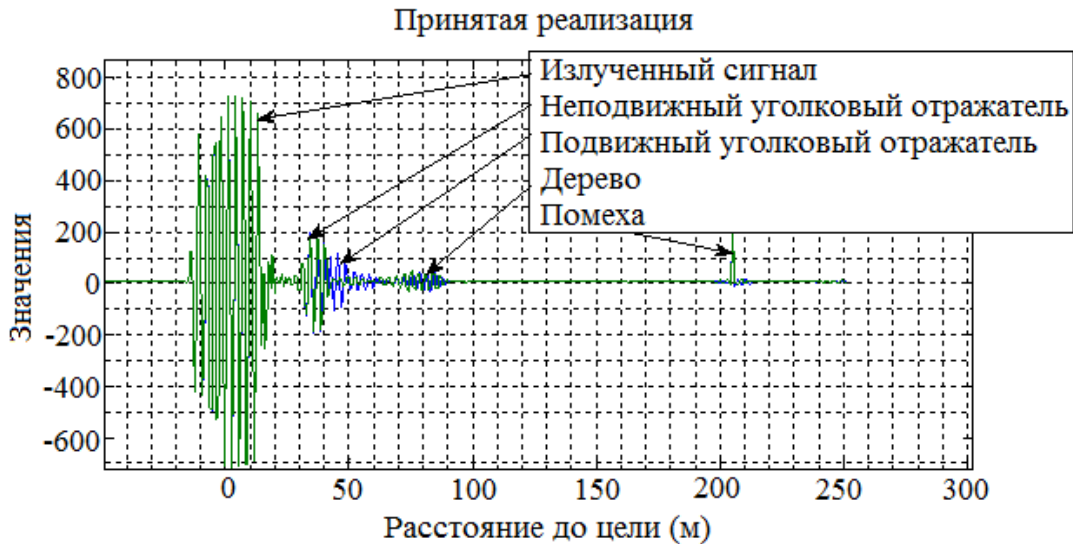


Рис.1 Две последовательно принятые реализации, содержащие излученный сигнал, сигнал, отраженный от уголкового отражателя, сигнал, отраженный от дерева.

Характерной особенностью является устойчивость от реализации к реализации излученного сигнала и сигнала от двух уголкового отражателей. Отражение от дерева в разных реализациях отличается, так как экспериментальные данные были получены в ветреную погоду. Длительность излученного радиоимпульса равна 0,2 мкс. Форма сигнала от уголкового отражателей и от дерева отличается от исходного сигнала, что связано с модулирующим действием фильтра. Амплитуда модулирована гауссовской зависимостью. В результате эффективная длительность сигнала уменьшена практически наполовину. Просматриваются лишь пять периодов вместо 10, содержащихся в излученном сигнале.

Для решения задачи оценки параметров сигналов, отраженных от двух уголкового отражателей, исключим излученный сигнал и, по возможности, сигнал от дерева, используя повторяемость формы в разных реализациях (Рис.2)

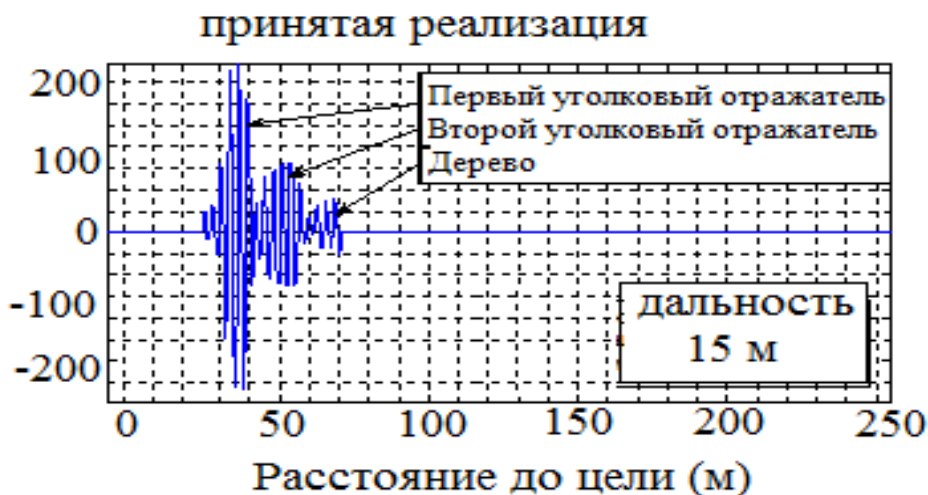


Рис.2 Реализация, содержащая, сигналы, отраженные от двух уголкового отражателей, и помеху (расстояние между двумя уголковыми отражателями составляет 15 метров).

В этом случае создается суперпозиция двух сигналов, отраженных от двух уголкового отражателей, расположенных на разных расстояниях. Сигнал, отраженный от дерева частично подавлен. Изменяя положение второго уголкового отражателя можно исследовать вопросы разрешения разными методами. Для аналитического описания формы сигнала, отраженного от уголкового отражателей, будем использовать следующее выражение.

$$\hat{S}_n = \hat{U}_0 \exp\left(-\left(\frac{x-x_0}{d}\right)^2\right) \exp(-i\omega_0 n \Delta t), \quad (1)$$

где $x_0=11$;

$d=7$;

$\Delta t=0,005$ мкс – шаг дискретизации;

$n=1 \div 27$;

$\omega_0 = 2\pi f = 2\pi * 50$ МГц;

\hat{U}_0 – определяется по минимуму среднего квадрата разности (в данном случае $U_0 = 117,45$, $\varphi = -28,79^\circ$).

Точность аппроксимации показана пунктиром на рисунке 3. Среднеквадратичное отклонение равно $\sigma=14,8$.

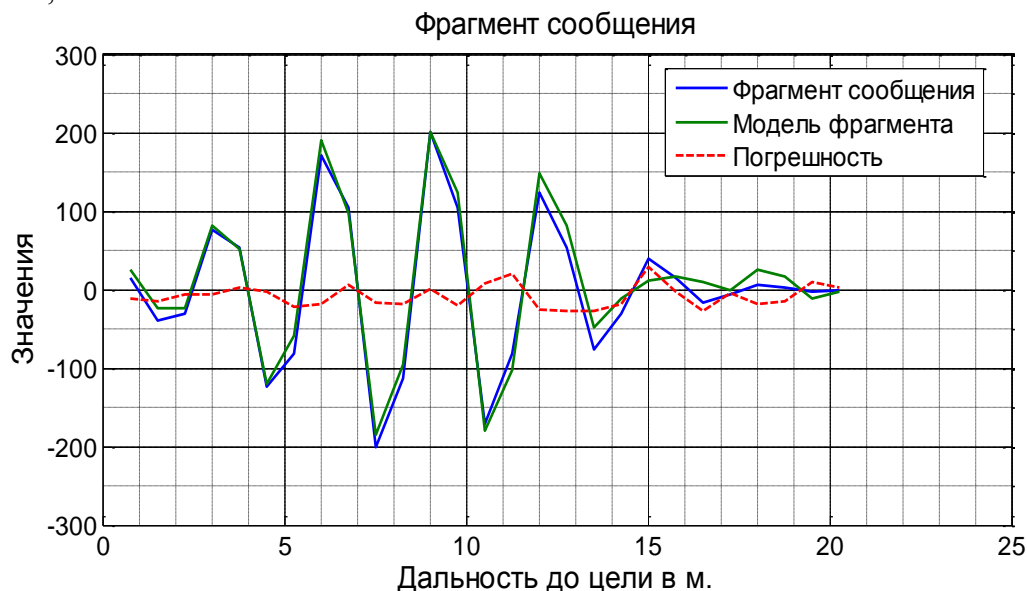


Рис.3 Степень совпадения фрагмента сообщения и модели фрагмента. Фрагмент сообщения представляет собой сигнал, отраженный от первого углового отражателя. Модель - аналитическое выражение, аппроксимирующее амплитуду сигнала (1).

На следующем рисунке представлены результаты обработки данных методом корреляционного анализа и методом максимального правдоподобия (Метод МП). Разрешение, целей по дальности при корреляционной обработке ограничено ≈ 10 м. Разрешение целей по дальности при обработке методом МП ограничено ≈ 3 м.



Рис.4 Оценки дальности до первого и второго углового отражателя

Основные результаты

В настоящей работе представлены экспериментальные данные, иллюстрирующие сложность решения задач обработки сигналов в системах наземной локации. Показана возможность увеличения разрешения наземных целей методом максимального правдоподобия по сравнению с методом корреляционного анализа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Проблемы наземной радиолокации. Труды X Всероссийской научно-технической Интернет-конференции. Тула, 9-10 октября 2013 г. / Под общей ред. д.т.н., проф. Л.Н.Толкалина.- Тула: Из-во ТулГУ, г.Тула.

2 Пахотин В. А., Власова К.В. . Бессонов В.А.. Строков В.И.. Бабинович А.И.. Шустов Э.И. Технология цифровой обработки простых и широкополосных сигналов на основе функционала правдоподобия. (Пленарное заседание) Доклады 18-й Международной конференции DSPA-2016, серия: Цифровая обработка сигналов и ее применение. Т.1, Москва, Россия, стр.13-25.

3 Власова К.В., Пахотин В.А., Власов А.А. Суперразрешение в теории оптимального приема. Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта, 2008 г., № 5, с.64-67.

4 Радиолокационная станция «Резонанс Н.Э». www.rusarmy.com

5 Перов А.И. Статистическая теория радиотехнических систем. М.: Радиотехника, 2003. – 400 с.

RADAR OF GROUND TARGETS WITH SUPER-PERMISSION

¹Pakhotin Valery Anatolyevich, D., F.-M.S., Professor,

²Vlasova Ksenia Valerievna, Ph.D., associate professor

¹Pokshin Aleksei Mikhailovich, graduate student

¹Immanuel Kant Baltic Federal University,

Kaliningrad, Russia, e-mail: VPakhotin@kantiana.ru

²Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",

Kaliningrad, Russia, e-mail: p_ksenia@mail.ru

This article presents the results of experimental studies of the possibilities of super-resolution in range when locating ground targets. It is shown that the main factor affecting the accuracy of the estimation of the target position is a complex noise situation, while the influence of noise is negligible. Analysis of the results of the experiment shows that the resolution in range can be increased from 10 meters when processed by the correlation analysis method to 3 meters using the maximum likelihood method.

ОСОБЕННОСТИ СБОРА ДАННЫХ В МНОГОМОДУЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ОБНАРУЖЕНИЯ ВТОРЖЕНИЙ

Подтопельный Владислав Владимирович, ст. преподаватель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: ionpvv@mail.ru

Указываются особенности построения многомодульной системы обнаружения вторжений. Рассматриваются параметры дополнительных модулей системы обнаружения. Определяются наборы используемых данных в главном модуле и дополнительных модулях системы. Показываются используемые для анализа виды данных общего типа и уникальные данные, характерные для определенных сетевых атак и аномалий

Перспективные системы обнаружения сетевых вторжений(СОВ) разрабатываются как программное обеспечение, функционал которого можно расширять или модифицировать за счет дополнительных модулей обнаружения сетевых атак. Эти модули могут использовать различные методики и принципы анализа. Они функционально изолированы, поэтому их подключение не вызовет проблем. Кроме того, они функционально взаимодополняют друг друга.

Предлагаемая система осуществляет консультирование пользователя для выявления атаки. В ней имеется возможность выбрать и запустить дополнительный модуль СОВ, предварительно подключенный пользователем, для подтверждения сетевой атаки. Для того, чтобы создать подобную систему понадобилось реализовать следующие:

- исследование методик обнаружения сетевых атак;
- определить метод для консультативного сопровождения;
- определить требования к разрабатываемой системе;
- разработать модуль первичного сбора данных сетевого трафика и системы управления и консультации;
- разработать набор правил консультирования;
- разработать алгоритмы управления и консультирования;
- разработать первичный набор модулей для расширения функций анализа угроз и консультирования при их поиске.

Программа, которая, по своей сути, в архитектуре системы занимает место модуля первичного анализа включает следующие основные компоненты:

- модуль захвата сетевого трафика и записи сетевого трафика в требуемом формате в файл данных;
- модуль анализа захваченного трафика и записи результата анализа в текстовый файл;
- модуль консультации пользователя СОВ;
- дополнительные подключаемые модули.

Для выявления конкретной атаки с использованием функции консультирования разработан набор правил, в котором представлены три вида правил:

- 1) первичные общие правила;
- 2) переходные правила;
- 3) специфические правила.

Последний тип правил позволяет определить тип атаки, а также дополнительный модуль анализа, для подтверждения результатов консультирования. Таким образом, процесс консультации разделен на две части. Первая реализуется с помощью набора правил. Вторая, подтверждающая, выполняется с помощью специального дополнительного модуля, ассоциированного с определенным типом атаки.

Для расширения функционала системы обнаружения присутствуют следующие дополнительные модули:

1 Модуль анализа скрытой сетевой разведки (модуль позволяет: производить сбор специфической информации; производить анализ захваченного трафика, основываясь на продукционной системе правил, специально разработанных для поиска признаков сетевой разведки);

2 Модуль для распознавания сетевых атак "слепая подмена" и "переполнение запросами" (модуль позволяет: сохранение данных в текстовых файлах; производить анализ сохраненного трафика с помощью математического модуля для выявления атак "Слепая подмена" и "Переполнение запросами", при этом программа состоит из модулей, каждый из которых независим от других);

3 Модуль анализа для распознавания сетевых атак "ARP-spoofing" с использованием вероятностных методов (отдельный модуль позволяет производить: анализ захваченного трафика на предмет выявления указанной атаки);

4 Модуль выявления и анализа сетевых атак "Отказ в обслуживании" с использованием вероятностных методов (модуль позволяет: сохранять данные о захваченном трафике в определенном формате в текстовых файлах; осуществлять сжатие информации при помощи алгоритма gzip; производить анализ захваченного трафика, основываясь на механизме анализа с использованием вероятностных методов);

5 Модуль анализа сетевых аномалий для систем обнаружения вторжений (модуль позволяет: подготовить исходные данные, осуществить чтение необходимой информации из файлов журналов, формировать на основе полученных сведений ряда наборов данных, соответствующих в анализируемом пространстве параметров; осуществить формирование требуемых выборок; анализировать трафик с использованием сформированных для анализа наборов данных).

Необходимо отметить, что многие анализаторы, включая первичный, связанный с системой начальной консультации, могут использовать как сходные данные, так и уникальные, предназначенные для анализа определенных конкретных атак и состояний сети. В итоге, это приводит к дублированию собираемых данных трафика. Поэтому для уменьшения нагрузки на вычислительные мощности аппаратной платформы системы, уменьшения времени сбора и анализа параметров трафика требуется определить избыточный набор собираемых данных, который пригоден для первоначального поиска признаков угроз. И также нужно сформировать отдельный набор, который включает данные для анализа на предмет выявления конкретных атак.

Данные для модуля первичного анализа, основанного на разработанном наборе правил, следующие:

1 IP-адреса сетевых узлов (с учетом статистики их подключения);

2 Пакеты с флагом SYN (с отсутствием получения пакета с ACK);

3 ICMP-пакеты (ответов с разных IP, большой размер);

4 Наличие ICMP-ответов без запроса;

5 Статистические данные по запросам сетевых узлов с разными IP-адресами с использованием протоколов: IP, UDP, ICMP-;

6 Большой размер пакетов UDP-протокола;

7 Пакеты с флагом ACK (без предварительного установления соединения);

8 Значения TTL(времени жизни) пакета от одного IP-адреса;

В дальнейшем, уже при первичном анализе данных, признаки аномалий будут распределяться по следующим блокам предполагаемых атак:

1 Атака «Переполнение запросами» (избыточное количество пакетов с 1-го IP, много ICMP-ответов с разных IP, большой размер ICMP пакета, много ICMP-запросов с разных IP, изменение значения TTL от 1 IP, значительные отличия в значениях идентификатора);

2 Атака «Слепая подмена» (избыточное количество пакетов с 1-го IP, наличие пакетов с флагом SYN без дальнейшего получения пакета с ACK, появление пакета с флагом ACK без предварительного установления соединения);

3 Атака «DDoS» (наличие ICMP-ответов без запроса, много запросов с разных IP, много UDP/ICMP запросов с разных IP, большой размер пакетов UDP, использование редких и некорректных протоколов, много пакетов с 1-го IP).

Данные признаки используются для того, чтобы выявить характеристики угроз и построить связи между правилами и сами правила. Поэтому главной задачей при разработке набора правил распознавания было выявление наиболее частотных параметров (маркеров) сетевых угроз.

Для модуля выявления сетевой разведки были проанализированы:

- 1 Структура пакетов, формируемых сканером при исследовании сети;
- 2 Отличие трафика при сканировании от обычного трафика;
- 3 Другие признаки: рост нагрузки сети, рост количества обращений к портам.

Маркеры сетевой разведки были поделены на два класса: явные, косвенные. Для построения правил необходимы явные признаки. Косвенные признаки используются для увеличения или уменьшения вероятности правильной гипотезы о наличии разведки.

Были выявлены параметры, характеризующие состояние сети при ведении различных форм исследования. К таким параметрам и характеристикам(условиям) можно отнести:

1 Флаги TCP-пакетов (методы сканирования, такие как FIN-сканирование, NULL-сканирование, а также Xmas-сканирование (флаги FIN, PSH, URG), используют наборы флагов, которые не соответствуют, с большой, стандарту соединения по TCP-протоколу (RFC-793));

2 Если в TCP-пакете порт узла-источника равен 0, то это является нарушением, так как нельзя использовать 0 порт;

3 Несоответствие указанных контрольных сумм пакетов с их оригинальными суммами (в nmap есть функция (--badsum) замены контрольной суммы TCP-пакета, используемая для преодоления межсетевого экрана).

По результатам проведенных экспериментов было выявлено, что в TCP-трафике можно заметить явный рост нагрузки при реализации сетевого исследования. Этот рост нагрузки отличается следующим:

- количеством принятых пакетов;
- продолжительностью по времени.

Нагрузку на сеть необходимо анализировать с двух сторон: продолжительность аномальной нагрузки и количество пакетов, присылаемых в заданный период. Этот параметр не всегда явно прослеживается при атаке и может быть вызван другими факторами. В таком случае его следует рассматривать как побочный.

Если рассматривать трафик в целом, то можно выделить следующие признаки атаки:

- запрос к закрытым портам;
- неправильная последовательность флагов при открытии соединения или в ходе соединения (если соединение отсутствует и при этом принимается пакет с флагом отличным от SYN, то это означает нарушения порядка соединения, что указывает на ведение атакующих действий).
- множественная попытка открытий соединений за один промежуток времени, возможно, с одного IP-адреса;
- неправильные контрольные суммы TCP- и UDP- пакетов;
- если полученный пакет имеет неправильную комбинацию флагов.
- неправильная последовательность флагов при открытии соединения или в ходе соединения, например: ACK пакет до SYN;
- не бывает пакетов с одним FIN-флагом или без флагов;
- попытки множественного открытия соединений;
- обращение с портов, которые открыты для передачи данных;
- IP-адрес назначения совпадает с IP-адресом хоста;
- последовательный опрос портов.

Последний параметр нельзя отнести к явным признакам атаки, так как он зависит от периодичности нагрузок на трафик.

При анализе данных модуля выявления атаки ARP-spoofing следует учитывать особенности работы ARP-протокола: сетевые устройства передают в сеть широковещательные запросы (arp who-has) для поиска и отладки взаимосвязи с другими сетевыми узлами, которые, отвечают на эти запросы ответами (arp-reply), с указанием соответствия IP-адреса и MAC-адреса.

Таким образом, можно выделить параметры, которые будут сигнализировать об атаке по протоколу ARP:

- несоответствие пары IP-адрес и MAC-адрес в ARP-reply с правильной парой, ранее созданной, которая может быть модифицирована в результате атаки;
- множество запросов ARP-reply в один период с одного хоста (обычная частота пакетов ARP-reply – это 1 пакет в 200 секунд);

– производится выборка всех IP-адресов, которые были зарегистрированы за время сбора трафика (для каждого адреса фиксируются значения полей "время жизни", "идентификатор", и то, как часто приходят пакеты от данного адреса (учитывается общее число запросов, количество уникальных ip-адресов, среднее число пакетов в секунду, среднее число некорректных пакетов в секунду, среднее число запросов в секунду от каждого ip-адреса)).

При анализе параметров, связанных со спецификой DDoS-атак, можно выделить следующие: общее число пакетов за контрольный период, частота появления ключевых флагов, количество запросов по определённому протоколу за контрольный период, количество различных IP-адресов за контрольный период, контроль за размером пакетов, контроль за числом полуоткрытых соединений.

Были выделены следующие параметры:

1. Первый параметр – это условие на основе критерия: не превышает ли количество пакетов, прошедших через сетевую карту, за определённый период времени заданную количественную границу (допустимое количество пакетов определяется заранее, на основе известной статистики).

2. Второй параметр заключается в определении атаки по количеству передаваемых пакетов по определённому протоколу (в зависимости от вида взаимодействия элементов сети по каждому протоколу проходит соответствующее ему количество запросов с одного IP-адреса, следовательно, если возникает ситуация, при которой число пакетов превысит это значение, скорее всего, она будет являться атакой). Эти параметры являются достаточными для успешного функционирования математической модели.

Таким образом, из приведенного исследования очевидно, что необходимо определить наиболее значительные и универсальные параметры, пригодные для использования в анализе (с учетом этапов анализа). Многие ассоциированы только с определёнными протоколами и могут быть использованы при выявлении только конкретного вида атаки. Другие имеют общую практическую значимость, то есть пригодны для анализа большинства сетевых угроз.

Из приведенных наборов параметров, которые постоянно встречаются при анализе в различных модулях, за исключением атаки ARP-spoofing, можно выделить следующие данные и особенности(условия) их анализа:

1. Количество принятых пакетов;
2. Фиксация размеры пакетов;
3. IP-адреса сетевых узлов (с учетом статистики их подключения);
4. ICMP-пакеты;
5. Сбор значений TTL;
6. Общее количество пакетов TCP;
7. TCP-пакеты с ACK-флагом;
8. TCP-пакеты с SYN- флагом;
9. TCP-пакеты с FIN- флагом.

При анализе атак ARP-spoofing следует учитывать специфику протокола, которая резко сужает набор параметров. Однако, и в этом случае, требуется работать с данными по протоколу IP.

К уникальным собираемым данным и особенностям анализа, которые следует учитывать в отдельных случаях, можно отнести следующие:

1. ICMP-ответов без запроса;
2. UDP-пакеты;
3. Запросы к закрытым портам;
4. Статистика с неправильными комбинациями флагов;
5. Множество открытия соединений;
6. Последовательный опрос портов;
7. Фиксация в TCP-пакете порта источника равен 0;
8. Число полуоткрытых соединений;
9. Пары IP-адрес и MAC-адрес в ARP-reply и операции сравнения.

Отдельно следует учитывать TCP-пакеты с URG – флагом, поскольку пакет TCP-протокола фиксируется вне зависимости от содержащегося внутри флага.

Таким образом, результаты рассмотрения собираемых параметров трафика указывают на целесообразность включения в набор данных модуля первичного сбора и анализа следующих функций и наборов данных: количество принятых пакетов, функции отдельного анализа TCP-пакетов с FIN-флагом, фиксации размеров пакетов. Также для разгрузки вычислительных возмож-

ностей следует из первичного анализа исключить: статистические данные по запросам UDP - запросов с разных IP, упростить анализ пакетов с флагом АСК (не учитывать пакеты без предварительного установления соединения), упростить анализ ICMP-пакетов на наличие ICMP-ответов без запроса.

ЛИТЕРАТУРА

1 Меры защиты информации в государственных информационных системах. Методический документ ФСТЭК России: утв. ФСТЭК России 11.03.2014. – М., 2014

2 Бирюков, А.А. Информационная безопасность: защита и нападение / А.А. Бирюков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 434 с.

3 Горбачев И.Е., Глухов А.П. Моделирование процессов нарушения информационной безопасности критической инфраструктуры// Труды СПИИРАН. – Москва, 2015. – Вып. 1(38). – С. 112 – 135.

4 Нестеров, С.А. Основы информационной безопасности [Электронный ресурс]: учебное пособие / С.А. Нестеров. – Электрон. дан. – Санкт-Петербург: Лань, 2018. – 324 с.

FEATURES OF DATA COLLECTION IN A MULTI-MODULAR INTRUSION DETECTION SYSTEM

Podtopelny Vladislav Vladimirovich, art. lecturer

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: ionpvv@mail.ru

The features of building a multi-module intrusion detection system are indicated. The parameters of additional modules of the detection system are considered. The data sets used in the main module and additional modules of the system are determined. Shows used to analyze the types of data of a general type and unique data characteristic of certain network attacks and anomalies.

УДК 621.373.52

ИССЛЕДОВАНИЕ ФЛУКТУАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОЧАСТОТНОГО АВТОГЕНЕРАТОРА НА БИПОЛЯРНЫХ ТРАНЗИСТОРАХ

Тукаленко Ольга Николаевна, аспирант

Балтийский федеральный университет им. И. Канта,
Калининград, Россия, e-mail: ONTukalenko@yandex.ru

Исследованы характеристики высокочастотного автогенератора (АГ) на транзисторах малой и средней мощности. Рассмотрено влияние шумов транзистора на флуктуации АГ. Показано, что при равных мощностях сигнала в АГ с транзистором большей мощности неизохронность АГ, углы отсечки тока транзистора и флуктуации фазы автоколебаний существенно ниже. Основными факторами, определяющими флуктуации фазы автоколебаний, являются собственные шумы транзистора, неизохронность АГ и угол отсечки тока транзистора

В настоящее время в качестве источников высокостабильных сигналов в телекоммуникационной аппаратуре широко используются цифровые синтезаторы частоты косвенного типа, или активные синтезаторы [1-3]. Выходным сигналом в этих устройствах является сигнал автогенератора, управляемого напряжением (ГУН), охваченного кольцом фазовой автоподстройки частоты (ФАПЧ). Одним из важнейших параметров, характеризующих качество синтезаторов частоты является отношение сигнал-шум (С/Ш) – отношение мощности сигнала к мощности шумов в определенной полосе частот при заданной отстройке частоты от несущей. На практике более широко используется обратная величина – отношение шум-сигнал (Ш/С), которая позволяет сравнивать вклад разных источников флуктуаций при равной мощности сигнала [4].

На рис.1 приведены результаты экспериментального исследования отношения Ш/С [5,6] автогенератора (АГ) при отстройке частоты от несущей $F=20$ кГц в полосе 1Гц для трёх случаев. Линия 1 характеризует отношение шум-сигнал в автогенераторе без варикапов с линейной (керамической) ёмкостью в колебательном контуре. Эта зависимость определяется шумами самого транзистора и схемой построения АГ. Линия 2 показывает зависимость отношения шум-сигнал от амплитуды колебаний на контуре при замене керамической ёмкости контура парой встречно-последовательно соединённых варикапов без источников шума в цепи подачи напряжения смещения E на варикапы. Линия 3 – зависимость Ш/С от амплитуды колебаний при фиксированном значении напряжения смещения E при наличии в цепи смещения резистора R номиналом 100 кОм, тепловые шумы которого модулируют фазу автоколебаний.

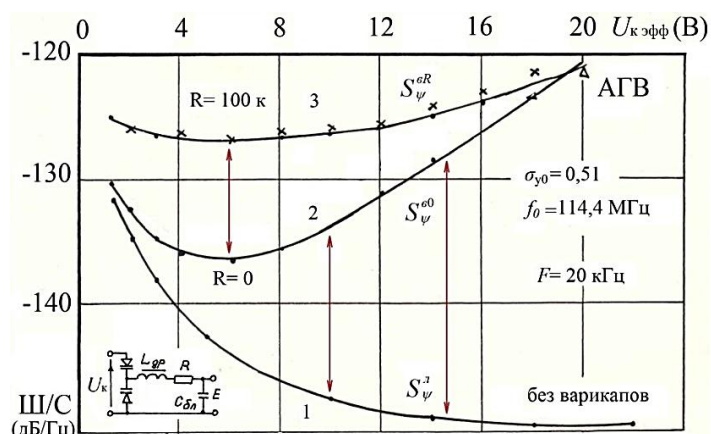


Рис. 1 Зависимости отношения шум-сигнал от амплитуды колебаний на контуре в АГ: 1- без варикапов, 2- с варикапами без шумов в цепи управления, 3- с варикапами и шумами в цепи управления, создаваемыми резистором 100 кОм.

Из рисунка видно, что линия 1 задаёт минимальный порог флуктуаций, к которому нужно стремиться при проектировании малощумящих ГУН.

Целью настоящей работы является выявление факторов, наиболее сильно влияющих на флуктуации фазы колебаний высокочастотных автогенераторов с линейным контуром на биполярных транзисторах.

Схема автогенератора и метод исследования

Исследование проводилось на макете АГ схема рис.2. В качестве транзистора VT1 использовались СВЧ транзисторы 2Т371А – маломощный и 2Т640А-2 – средней мощности. С помощью резистора R_1 устанавливалось значение тока эмиттера транзистора $I_{Э0}$, амплитуда колебаний на коллекторе U_C измерялась высокочастотным вольтметром. Перестройка по частоте осуществлялась с помощью набора керамических конденсаторов C_y разной ёмкости. В экспериментах за меру флуктуаций принято отношение шум-сигнал в полосе 1Гц, которое, как известно [7], при отстройках F от несущей частоты значительно меньших полуширины полосы контура АГ равно

$$\frac{\text{Ш}}{\text{С}} = \frac{1}{2} S_{\varphi}^{\text{АГ}}(\Omega) \quad (1)$$

где $S_{\varphi}^{\text{АГ}}$ - спектральная плотность флуктуаций фазы автоколебаний, $\Omega=2\pi F$.

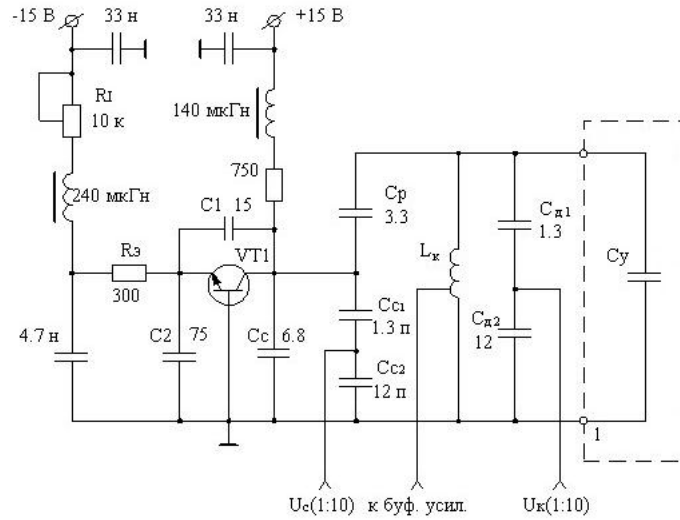


Рис.2 Принципиальная схема макета автогенератора

Исследуемый сигнал снимался с контура автогенератора и подавался на вход малошумящего буферного усилителя. Измерение отношения шум-сигнал проводилось гетеродинным методом [8] в полосе 3000 Гц; результаты затем пересчитывались в отношение шум-сигнал в полосе 1Гц. Шумы анализировались при $F = 20\text{кГц}$.

Результаты исследования

На Рис. 3 показаны зависимости эффективного значения амплитуды колебаний $U_{с\text{эфф}}$ на коллекторе транзистора от величины постоянной составляющей тока эмиттера $I_{Э0}$. (пунктиром обозначены значения, полученные в результате эксперимента, сплошными линиями – рассчитанные значения, для транзистора 2Т371А) На рис.4 и рис.5 построены зависимости относительного изменения частоты АГ $\Delta f/f_0$ в процентах и отношения шум-сигнал от амплитуды колебаний $U_{с\text{эфф}}$.

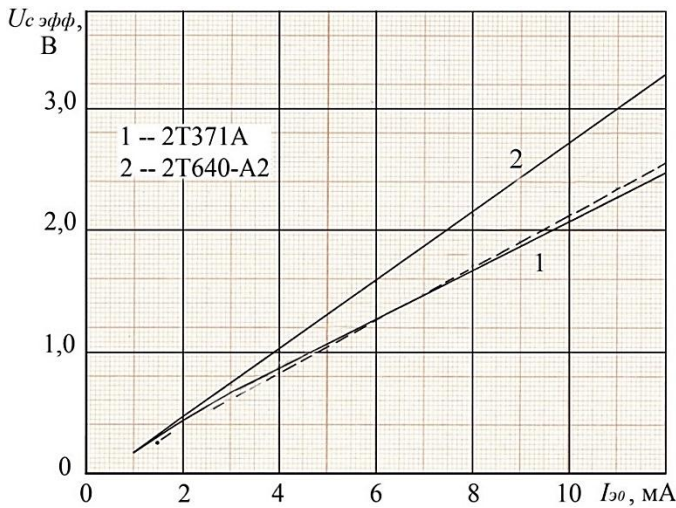


Рис.3 Зависимость амплитуды колебаний от тока транзистора $I_{Э0}$ на частоте 118,3 МГц.

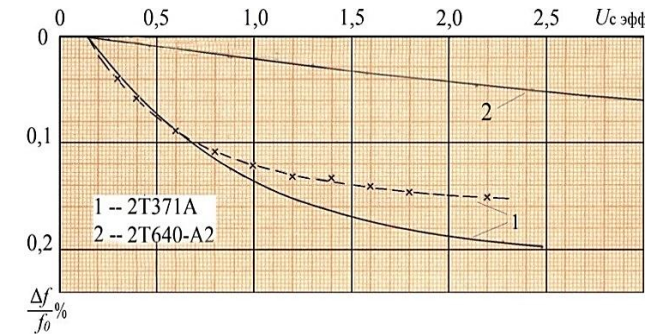


Рис.4 Зависимость относительного изменения частоты АГ от амплитуды колебаний.

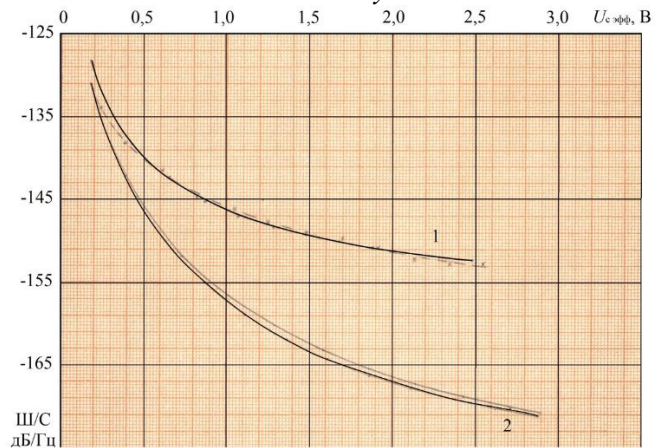


Рис. 5 Зависимость отношения шум-сигнал АГ от амплитуды колебаний

Расчёт характеристик автогенератора проводился на ЭВМ по программе, составленной на основе модели АГ, изложенной в работах [9-12].

Из рисунков 3-5 видно, что экспериментальные и рассчитанные зависимости для транзистора 2Т371А практически совпали. На рис.4 экспериментальные и рассчитанные значения различаются на сотые доли процента, т.е. почти совпадают. Следовательно, построенная модель АГ верно описывает процессы в автогенераторе, и результатам расчёта можно доверять. Исходя из этого, исследование автогенератора с транзистором 2Т640А-2 проводилось с помощью расчетов в программе. При расчете характеристик АГ в программе, все элементы схемы оставались неизменными, кроме параметров транзисторов. (2Т371А и 2Т640-А) В АГ при измерениях на первом и на втором транзисторах частота колебаний f_0 была практически одинаковой (отличие не превышало 0,1%), добротность контура Q_K составляла 115,5. Линии 2 на всех рисунках построена для АГ с транзистором 2Т640А-2. Справочные данные транзисторов [13,14], использованные в расчётах, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры транзисторов

Параметры	2Т371А	2Т640А-2
статический коэффициент усиления по току β_0 , ед	(30-240) 80*	90*
граничная частота транзистора f_T , Гц	$4.2 \cdot 10^9$	$3 \cdot 10^9$
ёмкость коллектора C_K , пФ	0.72	0.9
постоянная времени коллектора $\tau_{ск}$, пс	7.6	0.6
$K_C=(C_{кп}/C_{ка})$, ед	1	2
напряжение отсечки E' , В	0.675	0.675
индуктивность эмиттера $L_э$, нГн	2,5	0.5
ток коллектора максимальный $I_{КМАХ}$, мА	20	60
напряжение коллектор – база максимальное $E_{КБМАХ}$, В	15	25

* Типовые значения.

Из рисунка рис.3 видно, что для обоих транзисторов связь между током эмиттера и амплитудой колебаний практически линейная. При замене маломощного 2Т371А на транзистор средней мощности 2Т640А-2 происходит заметное увеличению амплитуды сигнала при равных значениях тока. Отношение шум-сигнал на рис.5 для обоих транзисторов с ростом амплитуды колебаний (тока транзистора) монотонно убывает. Переход от маломощного 2Т371А на транзистор средней мощности 2Т640А-2 позволяет снизить отношение шум-сигнал, причём с ростом амплитуды (тока) выигрыш растёт и достигает 16-17 дБ.

Обсуждение результатов исследования

Рис.5 позволяет сравнить отношение шум-сигнал автогенераторов при равных амплитудах, т.е. равной мощности сигнала. Различие характеристик означает различие в мощности шумов АГ. В момент самовозбуждения шумов в генераторах близки - линии 1 и 2, а с ростом амплитуды колебаний (тока эмиттера) отношение Ш/С в АГ с 2Т371А убывает, в среднем, на 5-6 дБ при удвоении амплитуды, в АГ с 2Т640А — на 9-10 дБ. Приведём зависимости 1 и 2 к мощности сигнала при $U_c \text{ эфф} = 1В$ - рис.6. Получим приведённые шумов автогенератора - линия 3 для 2Т371А и 4 для 2Т640А-2. Из рис.6 видно, что в АГ с 2Т371А мощность фазовых флуктуаций практически не меняется, а в АГ с 2Т640А-2 происходит снижении мощности шума на 3-4 дБ при удвоении амплитуды.

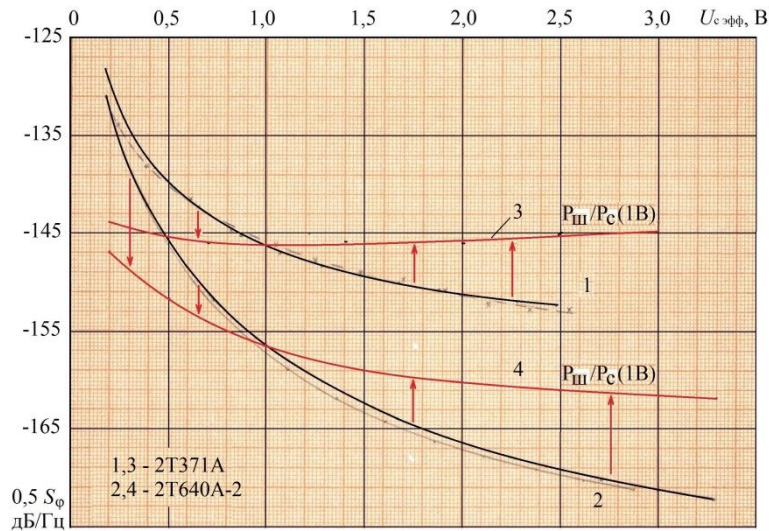


Рис. 6 Приведённые шумы автогенераторов: 3 – для 2Т371А, 4 – для 2Т640А-2

Сопоставим приведённые шумы генераторов с собственными шумами транзисторов.

В модели АГ [9-12] для описания шумов биполярного транзистора использована зарядовая модель [7] с приведённым к входу источником шумового напряжения $\dot{U}_{ш}^{\delta}$ - рис.7.

Спектральная характеристика $S_{uш}$ полного шумового напряжения $\dot{U}_{ш}^{\delta}$ транзистора [7] описывается выражением

$$S_{uш} = S_u^T + S_u^P + S_u^D + S_u^H \quad (2)$$

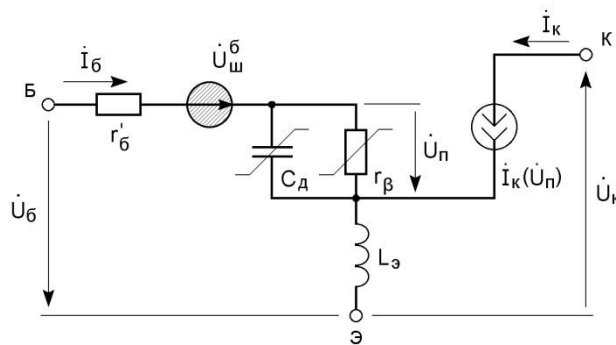


Рис.7 Эквивалентная шумовая схема биполярного транзистора.

где $S_u^T, S_u^P, S_u^D, S_u^H$ - спектральные характеристики соответственно теплового шума сопротивления базы, рекомбинационной составляющей, дробового и наведенного шумов. Расчет этих характеристик выполняется по известным соотношениям [7].

$$S_u^T = 4kTr'_б \quad (3)$$

где k – постоянная Больцмана, T – абсолютная температура, $r'_б$ - сопротивление базы биполярного транзистора. Зная величины $C_к, C_{Ка}, \tau_{СК}, K_C$ (см. табл.1) найдём

$$r'_б = \frac{\tau_{СК}}{C_{Ка}} = \frac{\tau_{СК}(1+K_C)}{C_к} \quad (4)$$

Второе слагаемое в (3), с учётом $I_{Б0} = I_{Э0}/\beta_0$, определяется выражением [7]

$$S_u^P = [(r'_б) + (\omega L_э)^2]2eI_{Б0} \quad (5)$$

Сумма спектральных характеристик дробового и наведенного шумов описывается соотношением [7]

$$(S_u^d + S_u^h) = 2eI_{KO}/S^2 \quad (6)$$

где $I_{KO} = I_{Э0}\beta_0/(\beta_0 + 1)$ - постоянная составляющая тока коллектора, S - крутизна характеристики тока коллектора на частоте генерации ω

$$S = S_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_s}\right)^2} \quad (7)$$

где $S_0 = I_{KO}/\varphi_T \cdot r_\beta(r_\beta + r'_B)$ - крутизна статической характеристики тока коллектора, $r_\beta = \beta_0\varphi_T/I_{KO}$, $\varphi_T = kT/e$, ω_s - граничная частота БТ по крутизне [7], $\omega_s = \omega_T/\beta_0$ - граничная частота БТ в схеме включения с ОЭ:

$$\omega_s = \omega_\beta \frac{r_\beta + r'_B}{\omega_T L_3 + r'_B} \quad (8)$$

Результаты расчёта характеристик (2), (3), (5)-(8) для транзисторов 2Т371А и 2Т640А-2 при нескольких значениях тока $I_{Э0}$ приведены в таблице 2.

Таблица 2

Шумовые характеристики транзисторов 2Т371А и 2Т640А-2

Характеристика	2Т371А			2Т640А-2		
	2 мА	7 мА	12 мА	2мА	7мА	12мА
$S_u^r, \text{В}^2/\text{Гц}$	$33 \cdot 10^{-20}$	$33 \cdot 10^{-20}$	$33 \cdot 10^{-20}$	$3,31 \cdot 10^{-20}$	$3,31 \cdot 10^{-20}$	$3,31 \cdot 10^{-20}$
$S_u^p, \text{В}^2/\text{Гц}$	$0,43 \cdot 10^{-20}$	$1,49 \cdot 10^{-20}$	$2,55 \cdot 10^{-20}$	$0,003 \cdot 10^{-20}$	$0,010 \cdot 10^{-20}$	$0,018 \cdot 10^{-20}$
$\omega_s, \text{рад/с}$	$1,97 \cdot 10^9$	$0,59 \cdot 10^9$	$0,36 \cdot 10^9$	$21,48 \cdot 10^9$	$6,23 \cdot 10^9$	$3,65 \cdot 10^9$
$S, \text{А/В}$	0,070	0,155	0,180	0,077	0,266	0,448
$(S_u^d + S_u^h), \text{В}^2/\text{Гц}$	$13,20 \cdot 10^{-20}$	$9,32 \cdot 10^{-20}$	$12,12 \cdot 10^{-20}$	$10,82 \cdot 10^{-20}$	$3,17 \cdot 10^{-20}$	$1,91 \cdot 10^{-20}$
$S_{шш}, \text{В}^2/\text{Гц}$	$46,60 \cdot 10^{-20}$	$43,81 \cdot 10^{-20}$	$47,67 \cdot 10^{-20}$	$14,13 \cdot 10^{-20}$	$6,49 \cdot 10^{-20}$	$5,24 \cdot 10^{-20}$
$0,5S_{шш}, \text{дБ/Гц}$	-186,3	-186,6	-186,2	-191,5	-194,9	-195,8
$f_0 = 118,3 \text{ МГц}$ $T = 300^0 \text{ К}$	$r'_B = 21,1 \text{ Ом}$ $\beta_0 = 80$ $L_3 = 2,5 \text{ нГн}$			$r'_B = 2,1 \text{ Ом}$ $\beta_0 = 90$ $L_3 = 0,5 \text{ нГн}$		

Из таблицы 2 видно, что шумы маломощного транзистора 2Т371А при всех токах значительно больше шумов транзистора средней мощности 2Т640А-2. Спектральная характеристика $S_{шш}$ полного шума транзистора (2) в интервале от 2 до 12 мА для 2Т371А практически не меняется, а для 2Т640А уменьшается почти в 3 раза. Зависимости $0,5S_{шш}$ построены на рис.8а линией 5 для 2Т371А и линией 6 для 2Т640А-2. Привязка значений $S_{шш}$ к $U_{с\text{эфф}}$ осуществлялась с учётом зависимостей рис.3. Из рисунка 8а видно, что зависимость приведённых шумов автогенератора коррелирует с характеристиками собственных шумов транзисторов – линии 3,5 и 4,6.

Сопоставление на Рис.8а линий 5 и 6, описывающих собственные шумы транзисторов, с линиями приведённых шумов автогенератора 3 и 4, показывает, что вблизи точки самовозбуждения различие между приведёнными шумами генераторов такое же, как и различие между собственными шумами транзисторов – около 3дБ. Однако, при больших амплитудах, например, 2,5В, различие между характеристиками 5-6 составляет 9дБ, а между характеристиками 3-4 – 16дБ, т.е. на 7дБ больше. Чтобы найти эти недостающие 7дБ, дополним зависимости шумов на Рис.8а зависимостями угла отсечки тока транзистора θ и относительного изменения частоты от амплитуды колебаний – Рис.8б и рис.8в соответственно.

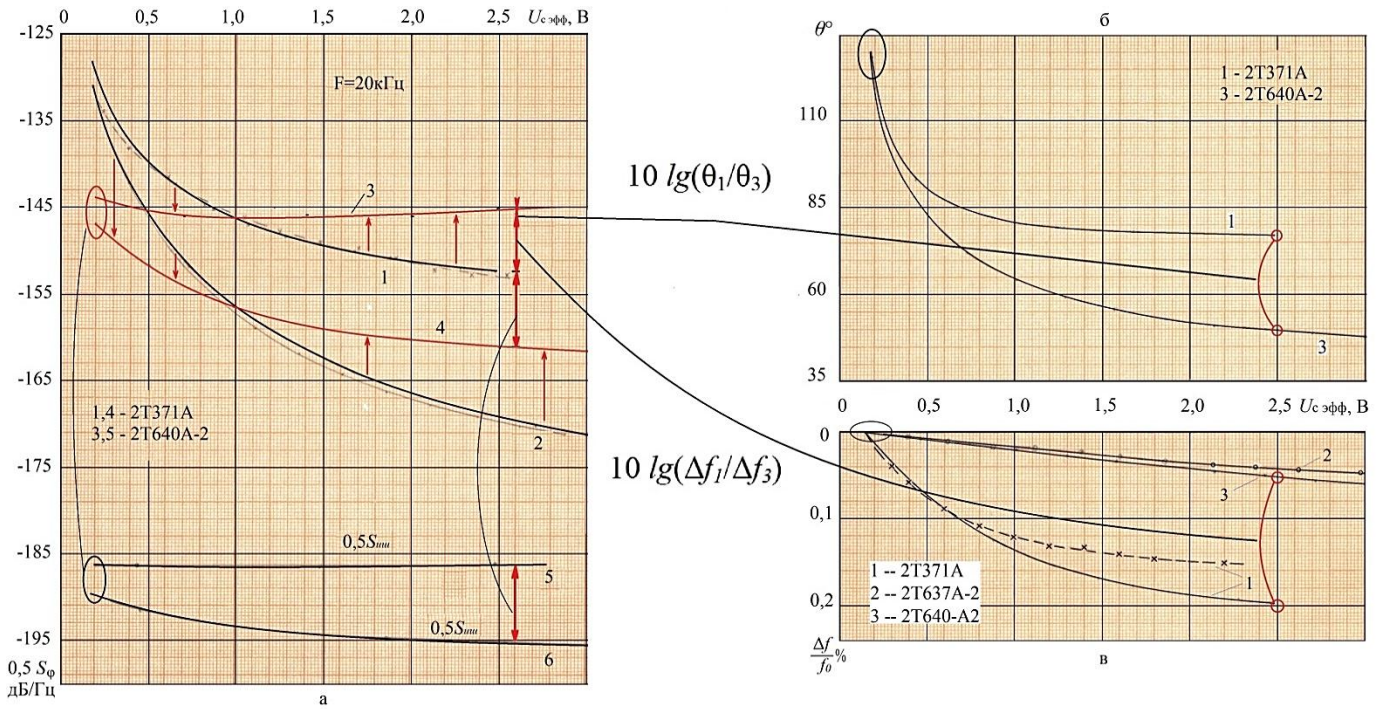


Рис. 8 Зависимость от амплитуды колебаний спектральной плотности шумов АГ и транзисторов – а, угла отсечки тока транзистора – б, относительной неизохронности АГ – в.

Из Рис.8б видно, что в момент самовозбуждения углы отсечки тока у обоих транзисторов одинаковые. С ростом амплитуды угол θ резко убывает и, начиная с 1,0 В, для 2Т371А практически перестаёт меняться, приняв значение 76° - 80° . У транзистора 2Т640А-2 зависимость $\theta(U)$ более крутая, и при максимальной амплитуде снижается до 46° . С уменьшением угла отсечки сокращается интервал времени, в течение которого источник шума $U_{ш}^6$ рис.7 воздействует на автоколебательную систему, следовательно, снижаются шумы в автогенераторе. (Рис.8а)

Из рис.8в видно, что в момент самовозбуждения отклонение частоты генерации Δf от начального значения f_0 при $U \rightarrow 0$ в АГ для обоих транзисторов одинаковые. С ростом амплитуды колебаний $\Delta f/f_0$ в АГ с 2Т371А меняется гораздо резче и при амплитуде 2,5В в 4 раза больше, чем в АГ с 2Т640А-2. Следовательно, влияние флуктуаций амплитуды на фазу колебаний здесь значительно больше.

Используя числовые значения характеристик, приведённых на рис.8, для значений амплитуды колебаний $U_{cэфф}$ 0,2В и 2,5В найдём (индексами обозначены номера линий, по которым взяты отсчёты):

$$\begin{aligned}
 &U_{cэфф} = 0,2 \text{ В} \\
 &\theta_1 \approx \theta_2, \quad 10 \lg(\theta_1/\theta_2) = 0; \\
 &(\Delta f/f_0)_1 \approx (\Delta f/f_0)_2, \quad 10 \lg(\Delta f_1/\Delta f_2) = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &U_{cэфф} = 2,5 \text{ В} \\
 &\theta_1 \approx 77^\circ, \quad \theta_2 \approx 49^\circ, \quad 10 \lg(\theta_1/\theta_2) = 1,96 \text{ дБ}; \\
 &(\Delta f/f_0)_1 \approx 0,2\%, \quad (\Delta f/f_0)_2 \approx 0,05\%, \\
 &10 \lg(\Delta f_1/\Delta f_2) = 6 \text{ дБ};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 0,5S_{шш5} - 0,5S_{шш6} &\approx 3 \text{ дБ}; \\
 0,5S_{\varphi3} - 0,5S_{\varphi4} &\approx 3 \text{ дБ};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 0,5S_{шш5} - 0,5S_{шш6} &\approx 9 \text{ дБ}; \\
 0,5S_{\varphi3} - 0,5S_{\varphi4} &\approx 16 \text{ дБ}; \quad 16 \text{ дБ} \approx 16,96 \text{ дБ}.
 \end{aligned}$$

$$0,5S_{\varphi3} - 0,5S_{\varphi4} \approx (0,5S_{шш5} - 0,5S_{шш6}) + 10 \lg(\Delta f_1/\Delta f_2) + 10 \lg(\theta_1/\theta_2) \quad (9)$$

Выражение (9) показывает, что основными факторами, определяющими флуктуации фазы колебаний высокочастотных автогенераторов с линейным контуром на биполярных транзисторах, являются собственные шумы транзистора, неизохронность автогенератора и угол отсечки тока транзистора.

Выводы

1. Основными факторами, определяющими флуктуации фазы колебаний высокочастотных автогенераторов с линейным контуром на биполярных транзисторах, являются собственные шумы транзистора, неизохронность автогенератора и угол отсечки тока транзистора.

2 В автогенераторах с СВЧ транзисторами средней мощности при равных мощностях сигнала АГ углы отсечки тока транзистора, неизохронность автогенератора и флуктуации фазы колебаний существенно ниже, чем в АГ на маломощных транзисторах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Шахтарин Б.И. Синтезаторы частот. – М.: Горячая линия - Телеком, 2007. – 126 с.
- 2 Романюк А.А. Синтезаторы частот на основе автогенераторов с ФАПЧ: Уч. Пособие. – М.: МИЭТ, 2005. – 100 с.: ил.
- 3 Системы импульсно-фазовой автоподстройки в устройствах синтеза и стабилизации частот: монография/ С.К. Романов, Н.М. Тихомиров и А.В. Леньшин. – М.: Радио и связь, 2010.-328 с.
- 4 Генерирование колебаний и формирование радиосигналов: учеб. пособие /В.Н. Кулешов, Н.Н. Удалов, В.М. Богачёв и др.: под ред. В.Н. Кулешова и Н.Н. Удалова. – М.: Издательский дом МЭИ. 2008. – 416 с.: ил.
- 5 Савченко М.П. Влияние нестабильности амплитуды колебаний и напряжения смещения на частоту автогенератора при встречно-последовательном соединении варикапов //Радиотехника.-1987. №12.-с.16-18.
- 6 Савченко М.П., Кулешов В.Н. Экспериментальное исследование флуктуаций в транзисторном автогенераторе с варикапами //Электросвязь.-1984. №2.-с. 55-58.
- 7 Жалуд В., Кулешов В.Н. Шумы в полупроводниковых устройствах/ Под ред. А.К. Нарышкина. – М.:Сов.радио, 1977.-416с.
- 8 ГОСТ 20271.2-75. Приборы СВЧ. Метод измерения флуктуаций амплитуды, частоты и фазы. – М., 1975.
- 9 Савченко М.П. Активный нелинейный двухполюсник с отрицательным сопротивлением на основе биполярного транзистора // Радиотехника, 2008, №2. - С.74-84.
- 10 Савченко М.П., Старовойтова О.В. Укороченные символические уравнения диапазонного автогенератора с источниками шума и произвольной одночастотной колебательной системой // Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. Серия: Физико-математические и технические науки. 2010. № 4. С.64-70.
- 11 Савченко М.П. Стационарный режим и флуктуации в автогенераторе на транзисторно-ёмкостном двухполюснике с отрицательным сопротивлением. - Известия высших учебных заведений России//Радиоэлектроника. 2009, вып.5, С.21-31.
- 12 Савченко М.П., Старовойтова О.В. Метод анализа высокочастотного транзисторного автогенератора // Вестник БФУ им. И. Канта. Серия: Физико-математические и технические науки. 2012. № 4. С.100-107.
- 13 Полупроводниковые приборы. Транзисторы малой мощности: Справочник-2-е изд., стереотип.-/А.А. Зайцев, А.И. Миркин, В.В. Мокряков и др.: Под ред. А.В. Голомедова. – М.: Радио и связь, КУБК-а 1994.– 384с.: ил.
- 14 Полупроводниковые приборы. Транзисторы средней и большой мощности: Справочник-2-е изд., стереотип.-/А.А. Зайцев, А.И. Миркин, В.В. Мокряков и др. Под ред. А.В. Голомедова.– М.: Радио и связь, КУБК-а 1994.– 640с.: ил.

INVESTIGATION OF FLUCTUATION CHARACTERISTICS OF HIGH-FREQUENCY AUTOGENERATORS ON BIPOLAR TRANSISTORS

Tukalenko Olga Nikolaevna, PhD Student,

Immanuel Kant Baltic Federal University,
Russia, e-mail: ontukalenko@yandex.ru

The characteristics of the high-frequency auto-oscillator (AG) on low and medium power transistors are investigated. The influence of transistor noise on hypertension fluctuations is considered. It is shown that with equal signal powers in an AG with a higher-power transistor, the AG non-isochronism, the cut-off angles of the current of the transistor, and the fluctuations of the self-oscillation phase are much lower. The main factors determining fluctuations of the phase of self-oscillations are the self-noise of the transistor, the nonisochronism of the AH and the cut-off angle of the current of the transistor.

УДК 534.6:519.688

ВТОРИЧНАЯ ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ, ИЗВЛЕКАЕМОЙ ИЗ ФАЙЛОВ ФОРМАТА EK5 ЭХОЛОТА EK-500, В ГРАФИЧЕСКОЙ СРЕДЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ LABVIEW

Холоденин Дмитрий Вячеславович, ст. преподаватель

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ»,
Калининград, Россия, e-mail: bffsa.rtf.srts.kdv@gmail.com

В статье приведены примеры применения графической системы моделирования и программирования LabView фирмы National Instruments для вторичной обработки данных, полученных в реальных условиях от эхолота EK-500. Данная модель научно-исследовательского эхолота еще эксплуатируется и файлы, полученные с его помощью, используются в научных исследованиях. С помощью разработанных алгоритмов в среде LabView реализована программа для апробации методик вторичной обработки гидроакустической информации

В данной статье приведены некоторые результаты продолжения работы автора [1] по извлечению и обработке исходной информации, которую регистрирует эхолот Simrad EK-500 [2]. Регистрируемая в реальных условиях информация сохраняется в файлы с расширением *.ek5 (формат разработанный Simrad для EK-500) в виде бинарного кода. Код структурирован в виде последовательности телеграмм, которые записываются по байтам. Большую часть данных занимает графическая информация о сканируемой толще воды, именуемой как эхограмма (сонограмма). Также файлы содержат навигационную, гидрологическую и другую служебную информацию. Более подробно про структуру файлов формата EK5 и типы телеграмм можно прочитать в предыдущей работе автора описывающей алгоритм формирования эхограммы [1] или по источникам [3; 4].

Компания Simrad, разработавшая эхолот, входит в состав подразделения Subsea фирмы Kongsberg Maritime и как следствие входит в Kongsberg Group. Они являются передовым разработчиком электронных технологий для промыслового рыболовства и научных исследований. На их официальном сайте в разделе «Скачать документацию, Эхолоты» написано, что эхолоты, представленные на странице, в том числе и «EK-500», больше не выпускаются, но продолжают использо-

ваться на сотнях рыболовных судов по всему миру. Данная модель не считается морально устаревшей, а имеющийся материал в виде технической документации и файлов сонограмм полученных в реальных условиях прекрасно подходит для проведения научных изысканий.

Даже в будущем файлы данного формата будут востребованы для составления электронных баз данных, которые позволяют производить отбор (по различным критериям) и отображать в виде электронного атласа типовые акустические изображения различных видов рыб и всю сопутствующую информацию (биологическую, картографическую, промысловую) в любом из обследованных районов [5]. Архивные файлы можно будет использовать для исследования временных изменений обследуемых районов.

Описание разработанных алгоритмов

Разработанный ранее алгоритм формирования эхограммы [1] решает основную задачу - расшифровать код файла сонограммы и сформировать массив данных из него, который может обрабатывать графическая система LabVIEW с применением дополнительных алгоритмов обработки, адаптированных или разработанных автором [6; 7; 8; 9].

Так как LabVIEW является графическим языком моделирования и программирования, то, по мнению автора, нет необходимости описывать алгоритмы в виде блок-схем, а можно показать суть работы непосредственно на языке LabVIEW в виде блок-диаграмм (термин LabVIEW). Язык интуитивно понятен и даже при наличии общих, начальных знаниях LabVIEW можно будет разобраться в принципе работы алгоритма.

На рисунке 1 приведен общий вид блок-диаграммы алгоритма расшифровки и частично отображает функциональные элементы управления основного окна программы (пример другой части этой блок-диаграммы можно посмотреть в предыдущих работах автора [1; 6; 7; 8; 9]). Часть алгоритма выполняет функции управления интерфейсом программы, в которой реализован алгоритм формирования эхограммы, а также механизм взаимодействия с пользователем, т.е. реализует возможность найти на диске и открыть файл для обработки, выставить количество считываемых телеграмм, управления «прогресс баром» отображающем процесс расшифровки информации и построения эхограммы и т.п.

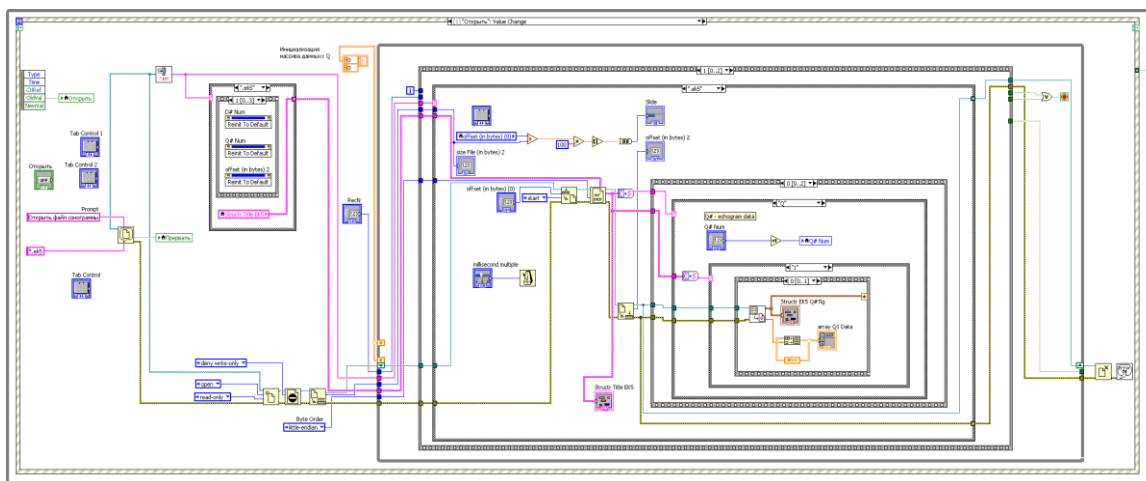


Рис. 1. Общий вид блок-диаграммы алгоритма работы основного окна программы

Программа обработки гидроакустической информации запускается файлом «OpenFile EK 500.vi», через программу LabVIEW. Файл расположен в одной папке с сонограммой разрешением «*.ek5». При запуске приложения на экране монитора отображается рабочее поле приложения, имеющее вкладку «Page 1», на которой находятся вкладки «Передатчик 1» и «Передатчик 2», отображающие данные с первого и второго передатчиков соответственно, а также вкладка «Настройка», на которой расположены элементы управления функцией «Выделение целей».

Внешний вид первой рабочей страницы, «Передатчик 1», изображен на рисунке 2. В левой части лицевой панели располагается индикатор, отображающий данные сонограммы, а также эле-

менты управления функцией сетки и функцией настройки шкал, которые находятся под индикатором.

Ниже находится панель открытия файлов сонограмм на которой также реализована функция включения/отключения полос прокрутки окна для удобства работы, а также поля для ввода количества считываемых телеграмм.

В правой части лицевой панели располагаются элементы управления функцией фильтрации, фазировки и функцией возврата к исходному изображению, индикатор процесса считывания телеграмм в процентах, индикатор максимального и минимального значений интенсивностей в массиве данных сонограммы отображаемой на индикаторе.

Расположение элементов на вкладке «Передатчик 2» идентично расположению элементов на вкладке «Передатчик 1».

На вкладке «Настройка» в левой части панели располагаются элементы управления функцией «Выделение целей»: поле для ввода значений интенсивности «Порог бинаризации», рассчитанные LabVIEW рекомендованные значения интенсивности, кнопки «Использовать» и кнопка «Включить».

Так же в левой части располагается панель управления функцией настройки палитры интенсивностей (кнопка «Настройка палитры») и кнопка «Включить», для включения галочек на вкладке «Передатчик 1».

Внешний вид первой рабочей страницы, вкладки «Настройка», изображен на рисунке 3.

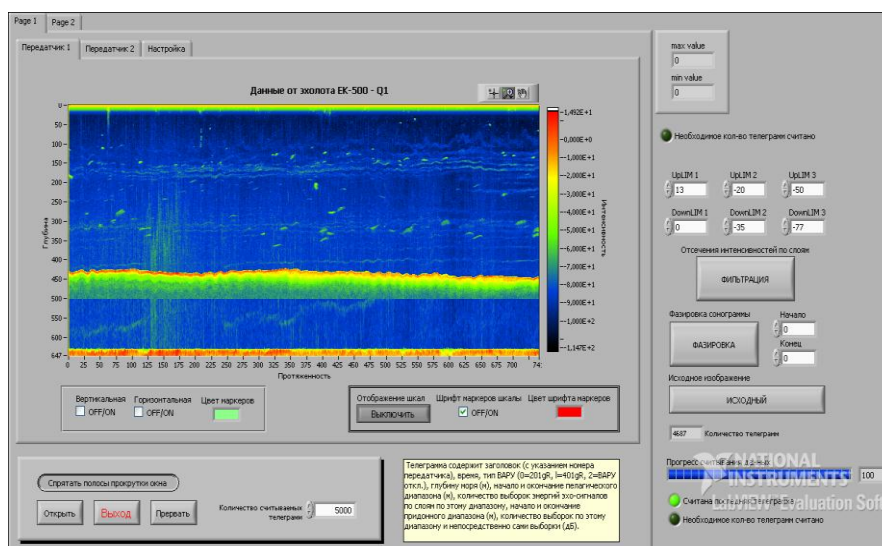


Рис. 2 Внешний вид первой рабочей страницы, вкладка «Передатчик 1»

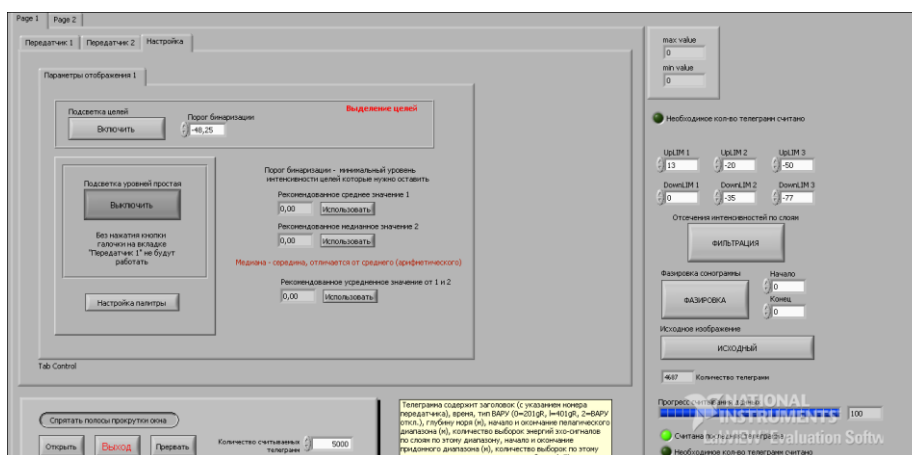


Рис. 3 Внешний вид первой рабочей страницы, вкладка «Настройка»

На вкладке «Page 2» находится вся основная информация по считанным телеграммам, а именно: структура заголовка телеграмм; наименования считываемых телеграмм и их количество в открытой сонограмме; полная информация по телеграммам Q#; информация по D#-телеграммам (глубина, сила поверхностного обратного рассеяния грунта в децибелах, номер передатчика с которого была получена телеграмма); размер считанной сонограммы в байтах; ползунок для выставления задержки считывания данных по времени. Внешний вид вкладки «Page 2» приведен на рисунке 4.

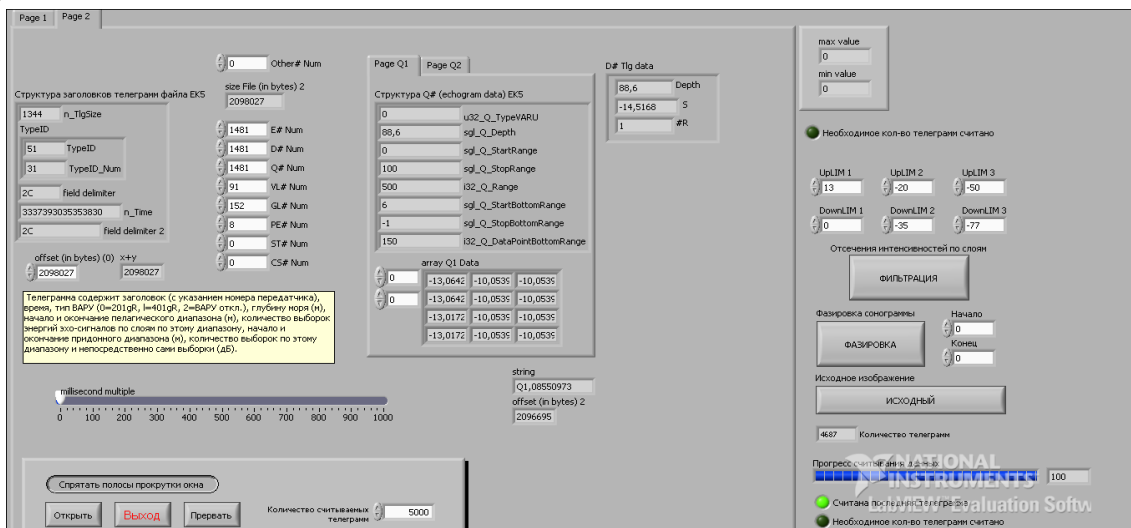


Рис. 4 Внешний вид второй рабочей страницы

1.1 Алгоритм функции «фильтрации по интенсивности»

Одной из процедур вторичной обработки является реализованная функция фильтрации информации по уровню интенсивности, точнее «отсечение интенсивностей по слоям». С целью подавления помех (отсчётов с низкой интенсивностью) и выделения полезного сигнала от отдельных рыб и рыбных скопления с высоким значением интенсивности эхо-сигнала, в программу добавлена возможность выделять информацию с определенной интенсивностью. Для этого данные из массива поступают на элементы выделения указанных пределов «In Range and Coerse» для каждого из трех диапазонов, после чего данные со всех диапазонов складываются и выводятся на индикатор (рис.5). Пределы диапазонов («UpLIM #», «DownLIM #») задаются на лицевой панели (рис.6).

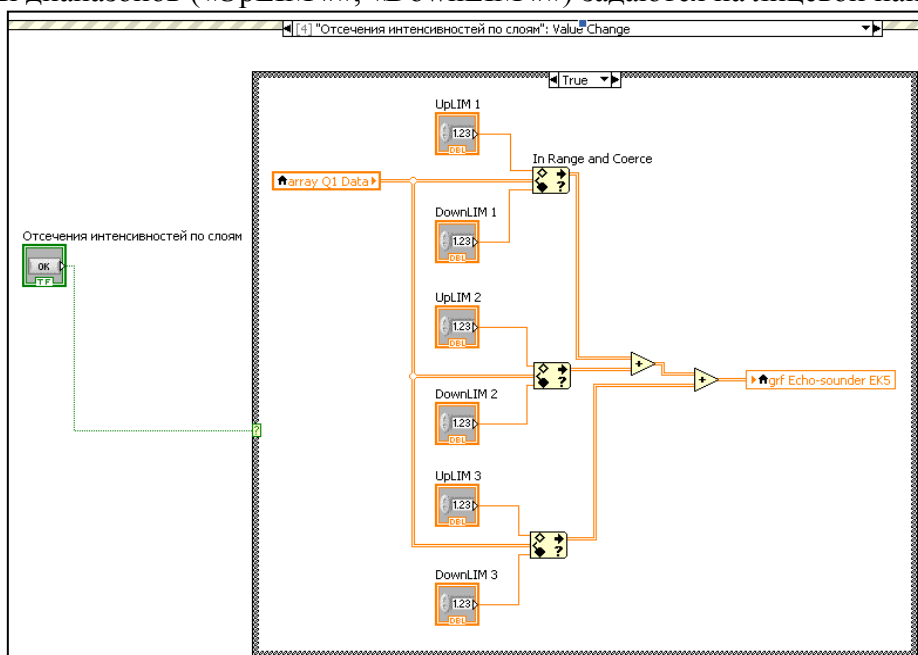


Рис. 5 Алгоритм, выполняющий фильтрацию выводимой на индикатор информации

Для того чтобы отфильтровать сигнал, выводимый на индикатор, необходимо задать верхний «UpLIM #» и нижний «DownLIM #» пределы в трех диапазонах и нажать кнопку «ФИЛЬТРАЦИЯ». Максимальное и минимальное значения интенсивностей сонограммы, указаны в полях «max value» и «min value» соответственно. В этих пределах пользователь может задать три диапазона интенсивностей отсчетов, которые будут отображены на индикаторе. На лицевой панели есть цветная градиентная шкала, наглядно показывающая уровни интенсивности отображаемых отсчетов (эхо-выборки, семплов).

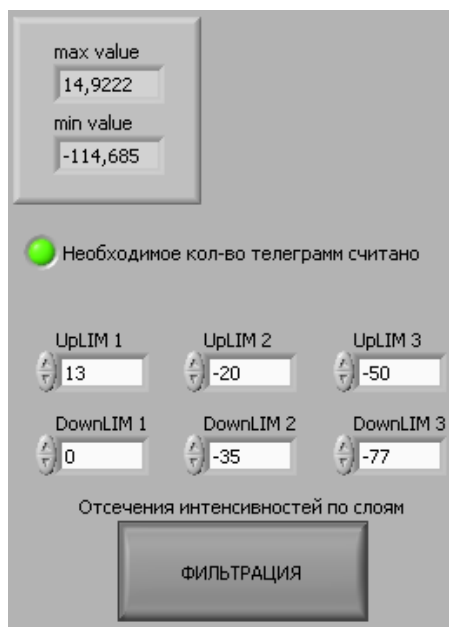


Рис. 6 Внешний вид органов управления функцией фильтрации

Результат выполнения функции фильтрации приведен на рисунке 7.

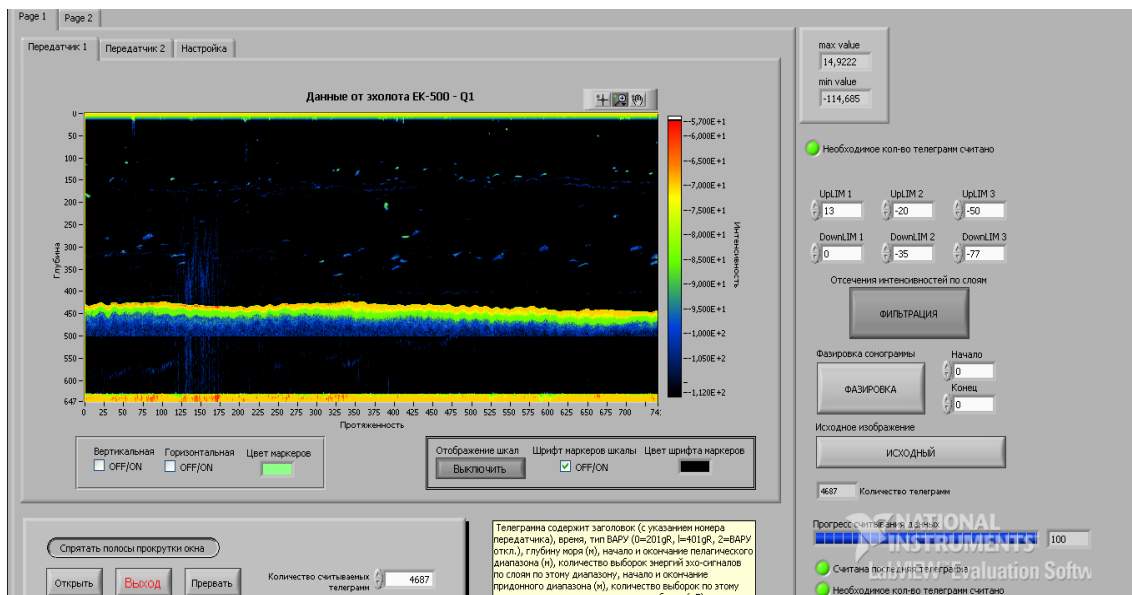


Рис. 7 Результат выполнения функции фильтрации

Для отключения функции фильтрации и вывода исходного изображения необходимо повторно нажать кнопку «ФИЛЬТРАЦИЯ».

1.2 Алгоритм функции фазировки

Помимо функции фильтрации реализована функция фазировки. Алгоритм фазировки отсекает массив по верхнему и нижнему пределу, которые задаются на лицевой панели, после чего обработанная информация выводится на индикатор.

Эта функция также соответствует реальной функции эхолота ЕК-500, которая называется «Обнаружение дна». Данная функция отсекает дно, а реализованная функция фазировки позволяет не только отсекать дно, но и поверхностный слой. Алгоритм, выполняющий функцию фазировки представлен на рисунке 8, а принцип работы функции наглядно показан на рисунке 9.

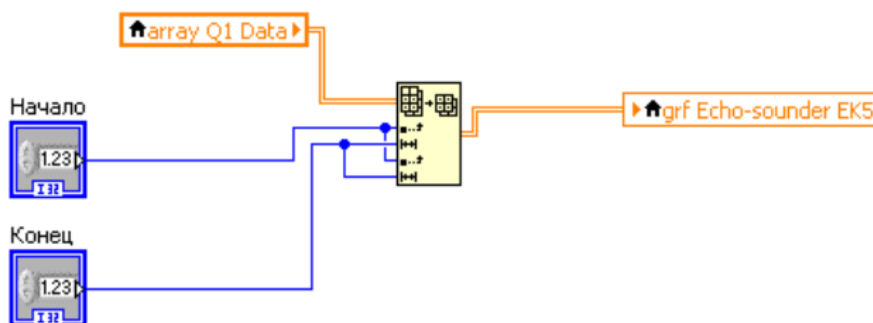


Рис. 8 Алгоритм функции фазировки

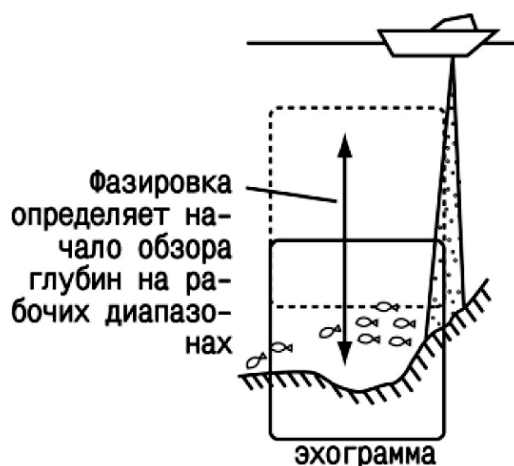


Рис. 9 Принцип фазирования

1.3 Алгоритм функции «Выделение целей»

Алгоритм «подсветки» целей позволяет оставлять на индикаторе только цели с необходимой интенсивностью. Пороговое значение интенсивности или «порог бинаризации» можно задать вручную, после чего алгоритм отсеет все уровни интенсивностей кроме заданного. Алгоритм функции выделения целей приведен на рисунке 10.

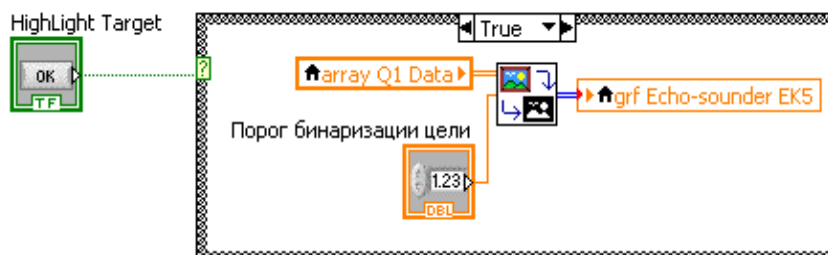



Рис. 10 Алгоритм функции выделения целей

Сравнение данных массива с пороговым значением интенсивности происходит в подпрограмме обозначенной иконкой , алгоритм которой показан на рисунке 11.

Данные массива поступают на сравнивающий элемент, на него же заводится выставленное на панели значение «Порог бинаризации», после чего происходит сравнение данных массива с пороговым значением. Так как с элемента сравнения данные выходят в формате «True» и «False», то далее данные поступают на элемент, преобразующий значения «True» в «1» и «False» в «0». На выходе данного элемента данные представляют собой бинарный код. Далее бинарный код переводится в числовые значения и выводится на индикатор в виде восьмибитного изображения. Восемьбитное изображение представляет собой изображение, каждый пиксель которого кодируется одним байтом (8 бит). Соответственно максимальное количество оттенков цвета, которые могут быть отображены – 256 значений. Функция «подсветки» целей оставляет два значения – «0» или «256».

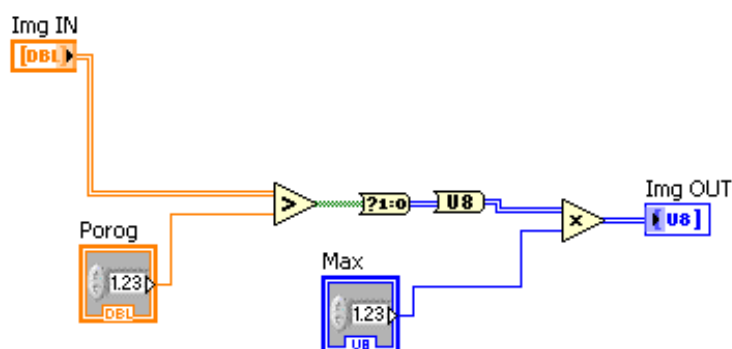


Рис. 11 Алгоритм сравнения данных массива с пороговым значением интенсивности

Для удобства установки порога бинаризации был реализован алгоритм определения максимального, минимального, среднего и медианного значений интенсивности, а также усредненного значения между медианным и средним, что дает возможность сразу получить необходимое изображение на индикаторе самых ярких объектов. Указанные значения рассчитываются при помощи функций LabView. Алгоритм определения значений интенсивности приведен на рисунке 12.

Для того чтобы оставить на индикаторе только цели с нужной интенсивностью, необходимо перейти на вкладку: «Настройка» → «Параметры отображения 1». Внешний вид приведен на рисунке 13.

Далее необходимо задать порог бинаризации. Можно воспользоваться рассчитанными алгоритмом значениями, для этого необходимо нажать кнопку «Использовать», находящуюся напротив подходящего значения или ввести значение порога бинаризации вручную в поле для ввода «Порог бинаризации», внешний вид которого представлен на рисунке 14.

При нажатии кнопки «Использовать», выбранное значение автоматически записывается в поле «Порог бинаризации».

Алгоритм «подсветки» целей необходим для реализации функции оконтуривания регионов (целей), описание которой планируется в будущей статье. После выбора пользователем одного из оконтуренных региона программа сможет рассчитать параметры этого региона (кандидата, объекта), такие как: количество выборов, количество посылок, среднюю величину силы обратного рассеяния (S_v средняя, дБ), минимальную величину силы обратного рассеяния (S_v минимальная, дБ), максимальную величину силы обратного объемного рассеяния (S_v максимальная, дБ), среднее значение глубины (м) и т.п.

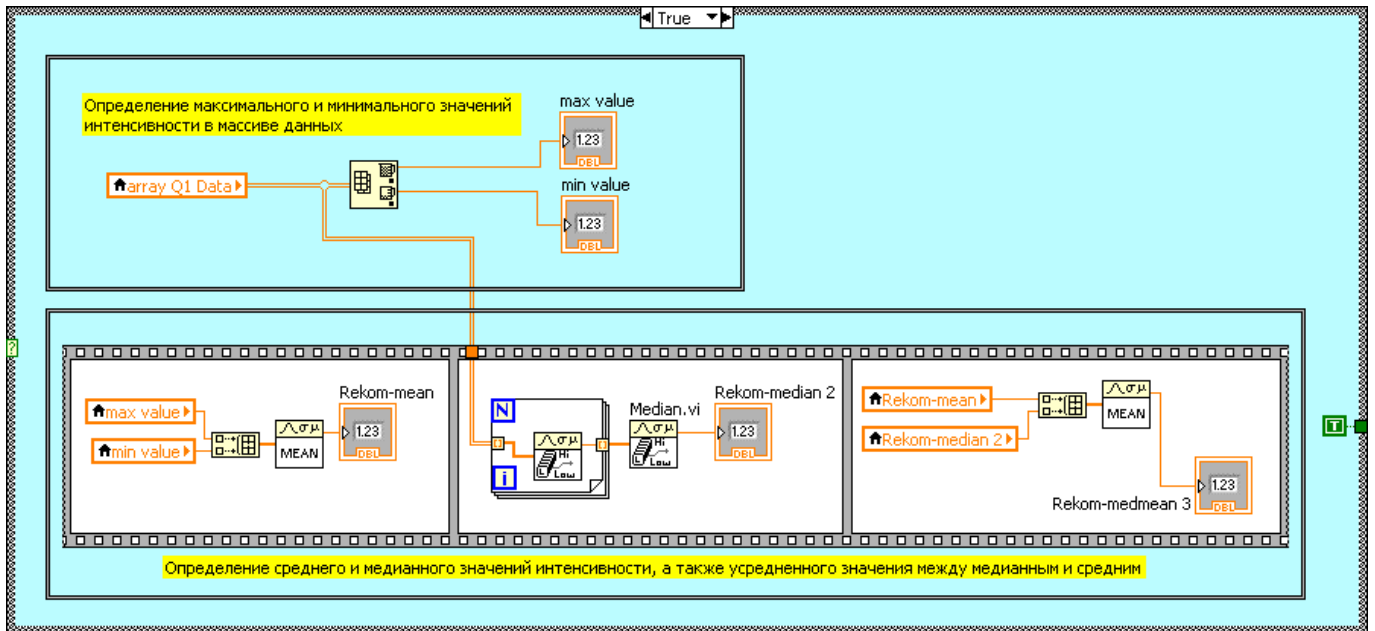


Рис. 12 Алгоритм определения необходимых значений интенсивности

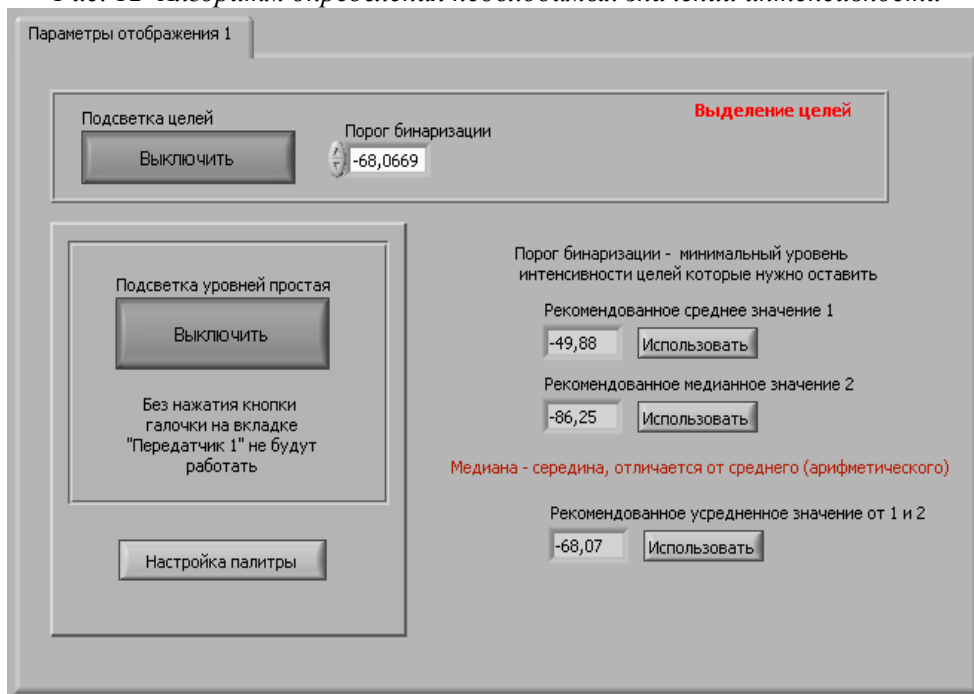


Рис.13 Вкладка «Параметры отображения 1»

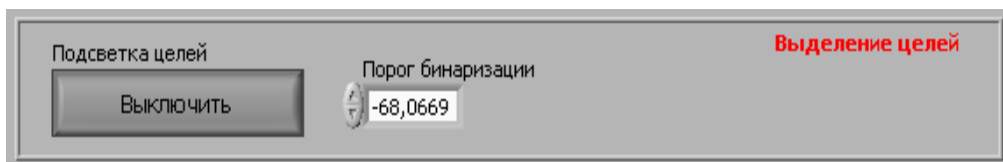


Рис. 14 Поле для ввода значения порога бинаризации

Далее необходимо нажать кнопку «Включить» и перейти на вкладку «Передатчик 1». Для возврата к исходному изображению необходимо нажать кнопку «ИСХОДНЫЙ». Результат выполнения функции «Выделение целей» приведен на рисунке 15.

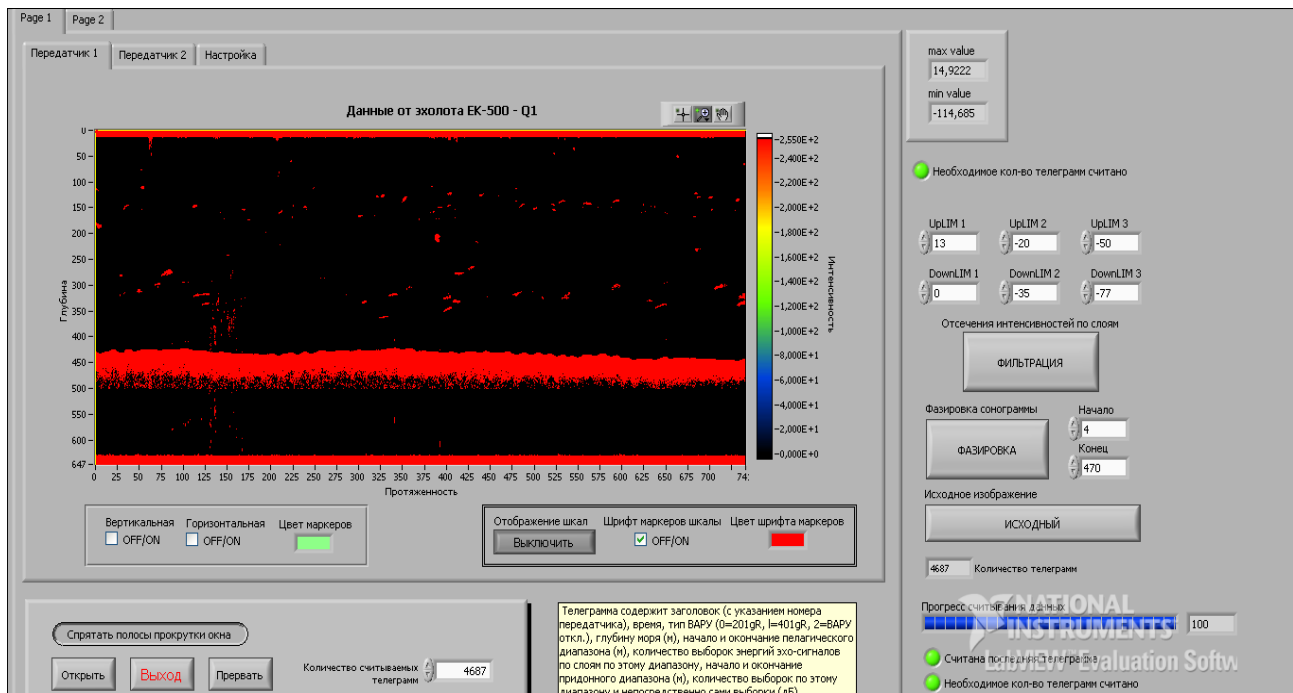


Рис. 15 Результат выполнения функции «Выделение целей»

На данном этапе разработок, в виде отдельных программ, реализованы алгоритмы извлечения и обработки исходных данных от панорамного эхолот-видеоплоттера "ПЭВ-К" (ООО КБ МЭ "Вектор") и гидролокатора бокового обзора «Мезоскан-М» (ФГУП ОКБ ОТ РАН). Планируется в дальнейшем объединить алгоритмы в единый программный комплекс, который позволит открывать файлы от разных гидроакустических комплексов, производить обработку содержащейся в них информации и отображать результат обработки в удобном для восприятия виде.

Разрабатываемые автором алгоритмы и методики обработки, а также анализа гидроакустической информации, должны способствовать повышению безопасности мореплавания посредством априорного выявления различных угроз в морской среде. Используя архивные файлы, вероятно можно будет прогнозировать возникновение опасных геологических явлений и процессов в обследуемых районах. Проверка данного предположения, а также разработка алгоритмов для облегчения анализа информации хранящийся в файлах сонограмм, будет целью будущих исследований автора статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Холоденин Д. В. Алгоритм формирования эхограммы по информации эхолота EK-500 в графической среде моделирования LabView / Д. В. Холоденин // V Международный балтийский морской форум. V Международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии» (21÷27.05.2017г.): материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2017. – С.525-536.

2 SIMRAD EK-500 Scientific Sounder System [Электронный ресурс]. – Режим доступа URL: <https://www.simrad.com/www/01/nokbg0397.nsf/AllWeb/93FDCCAD1CC54473C12573F50076A3C4?OpenDocument> (дата обращения 10.02.2017).

3 SIMRAD BI-500 Postprocessing System. Technical specifications.

4 SIMRAD EP-500 Echo Postprocessing System. Technical specifications.

5 Электронный атлас типовых акустических изображений промысловых видов рыб дальневосточных морей России [Электронный ресурс] / Кузнецов М.Ю., Убарчук И.А., Поляничко В.И., Шевцов В.И., Сыроваткин Е.В. // Известия ТИНРО. – 2018. – Т. 193 – С. 57-67. – Режим доступа URL: <https://doi.org/10.26428/1606-9919-2018-193-57-67> (дата обращения: 20.07.2019).

6 Холоденин Д.В., Применение LabView при вторичной обработке информации гидролокатора бокового обзора для обеспечения безопасности мореплавания / Д.В. Холоденин // Балтийский морской форум: материалы Международного форума, 28 - 31 мая 2013. – Калининград: Изд-во

БГАРФ, 2013. – С. 32-42.

7 Холоденин Д.В., Обеспечение безопасности мореплавания посредством улучшения восприятия информации гидролокатора бокового обзора / Д.В. Холоденин // Морская индустрия, транспорт и логистика в странах региона Балтийского моря: новые вызовы и ответы: материалы X Юбилейной международной конференции. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2012. – С. 112-117 № гос. регистрации 0321300117.

8 Холоденин, Д. В. Вторичная обработка информации гидроакустического комплекса «ПЭВ-К» в среде LabView с целью повышения безопасности мореплавания / Д. В. Холоденин, И. А. Ветров // III Балтийский морской форум (24÷30.05.2015г.): материалы Международного морского форума. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015. – С.127-133.

9 Холоденин Д.В. Применение LABVIEW для трехмерной реконструкции информации гидролокатора бокового обзора в масштабе реального времени / Д.В. Холоденин // IV Международный балтийский морской форум. IV Международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии» (22÷28.05.2016г.): материалы Международного Балтийского морского форума / КГТУ, БГАРФ ФГБОУ ВО "КГТУ". – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2016. - С .443-454.

SECONDARY PROCESSING OF INFORMATION EXTRACTED FROM THE EK5 FORMAT FILES OF THE EK-500 ECHO SOUNDER IN THE LABVIEW GRAPHICAL MODELING ENVIRONMENT

Kholodenin Dmitrii Viacheslavovich, senior lecturer

Baltic Fishing Fleet State Academy FSBEI HE "KSTU",
Kaliningrad, Russia, e-mail: bffsa.rtf.srts.kdv@gmail.com

The article provides examples of the use of the LabView modeling and programming system from National Instruments for the secondary processing of data obtained in real conditions from the EK-500 echo-sounder. This model of the research echo sounder is still in use and the files obtained with it are used in scientific research. With the help of the developed algorithms in LabView, a program was implemented for testing methods for the secondary processing of sonar information.