

Конференция, посвященная памяти д.т.н., проф. О.М. Паляя-2019

**ФГУП «КРЫЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР»
ФГБОУ ВО «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
МОРСКОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
РОССИЙСКОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЩЕСТВО СУДОСТРОИТЕЛЕЙ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА А.Н.КРЫЛОВА**



**КОНФЕРЕНЦИЯ
ПО СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ КОРАБЛЯ,
посвященная памяти д.т.н., проф. О.М. Паляя**

12 – 13 декабря 2019 г.

Тезисы докладов

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2019**

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

Председатель: к.т.н., нач. отделения прочности и надежности конструкций ФГУП «Крыловский государственный научный центр» - **Шапошников В.М.**

Зам. Председателя д.т.н., проф., зав. кафедрой СМК - **Родионов А.А.**

Члены оргкомитета:

д.т.н., проф. Демешко Г.Ф.

д.т.н., проф. Крыжевич Г.Б.

д.т.н., проф. Тряскин В.Н.

д.т.н. Ярцев Б.А.

к.т.н., проф. Фрумен А.И.

к.т.н. Александров А.В.

к.т.н., доц. Миронов М.Ю.

к.ф.-м.н. Платонов В.В.

к.т.н. Тумашик Г.А.

Ученый секретарь: к.т.н., доц. Шишенин Е.А.

Секретарь: инженер Безнина О.В.

Руководители секций:

Секция А к.т.н. Александров А.В., к.ф.-м.н. Платонов В.В.

Секция В к.т.н. Тумашик Г.А., к.т.н., проф. Фрумен А.И.

Секция С д.т.н., проф. Крыжевич Г.Б.

Секция Д д.т.н. Ярцев Б.А., к.т.н. Маслич Е.А.

Секция Е д.т.н., проф. Демешко Г.Ф.,

д.т.н., проф. Гайкович А.И., к.т.н. Егоров А.Г.

Секция F (молодежная) модератор к.т.н., доц. Миронов М.Ю.

Сборник содержит тезисы докладов, прочитанных в 2019 году на научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти д.т.н., проф. О.М. Паляя.

За помощь в проведении конференции Организационный комитет выражает благодарность д.т.н., проф. **Егорову Г.В.** (ООО «Морское Инженерное Бюро - СПб»).

Главный редактор к.т.н. **Шапошников В.М.**

Материалы даны в редакции авторов.

© ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ А

Андрюшин А.В., Хлыстова К.Б. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛЕДОКОЛЬНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ С ПОНИЖЕННЫМ УРОВНЕМ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК. ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ, РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ	8
Бураковский Е.П., Бураковский П.Е. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ НОРМИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСОВ МОРСКИХ СУДОВ	10
Платонов В.В., Свистунов И.А., Тряскин В.Н. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК ПРИ ЛЕДОВЫХ СЖАТИЯХ НА ПРИМЕРЕ НЭС «АКАДЕМИК ТРЕШНИКОВ».....	12
Гурин С.Н., Исаева Т.А. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ СЖАТО-ИЗОГНУТЫХ РЕБЕР СУДОВОГО КОРПУСА	14
Животовский Р. П., Зеленин М. Н., Степанов В. В. ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И МОНТАЖА ФУНДАМЕНТОВ В ПРОЦЕССЕ МОДЕРНИЗАЦИИ ТАРК «АДМИРАЛ НАХИМОВ» НА БАЗЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ОБРАЗОВАНИЯ И НАКОПЛЕНИЯ СВАРОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МКЭ	16
Манухин В.А., Попов В.В. АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДОКОВОЙ СТОЙКИ, ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТОЕК И ОБШИВКИ ПОПЕРЕЧНОЙ ПЕРЕБОРКИ КОРАБЛЯ ПРИ ДОКОВАНИИ	18
Антоненко С.В. О НАГРУЗКАХ НА ДНИЩЕ СУХОГО ДОКА ССК «ЗВЕЗДА» ПРИ ПОСТРОЙКЕ ЛЕДОКОЛА «ЛИДЕР».....	20
Кутейников М.А., Шкоков А.В., Тряскин В.Н., Платонов В.В. СУДА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ	22
Ефименков Ю.И., Онищенко И.С., Дидковский А.В. РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ДОПУСКАЕМЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ R3.....	23
Безнина О.В., Платонов В.В., Сочинский С.В. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ ЛЕДОКОЛА НА МЕЛКОВОДЬЕ	25
Плотников К.В. АЛГОРИТМЫ ПОИСКОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНОГО РАМНОГО НАБОРА НЕФТЕНАЛИВНОГО СУДНА	27
Якимов В.В., Летова Т.И. ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАЗВИТИЕ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЯМОГО РАСЧЁТА НАГРУЗОК ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЛЬДА НА КОРПУС СУДНА	30
Якимов В.В., Летова Т.И. РАЗРАБОТКА ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ОБУЧЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЮ И КОНСТРУКЦИИ СУДОВ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ	33
Пец Н.Г. ПОВЫШЕНИЕ ЛЕДОВЫХ КАЧЕСТВ СУДОВ НАРУЖНЫМИ НАКЛОННЫМИ ПОЛОСАМИ ...	36
СЕКЦИЯ В	
Фрумен А.И. ИТЕРАЦИОННЫЕ АЛГОРИТМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ БАЛОК НА СПЛОШНОМ УПРУГОМ ОСНОВАНИИ	38
Балдычев В.С., Линёв Д.В., Осипенко В.В., Тумашик Г.А. О СОЗДАНИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ПРОЧНОСТИ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ ОБЪЕКТОВ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ, ЭКСПЛУАТИРУЮЩИХСЯ НА ПРЕДЕЛЬНЫХ ГЛУБИНАХ МИРОВОГО ОКЕАНА	40

Линёв Д.В., Шалаев Д.Ю., Юргеля К.И. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ РАЗЪЕМНОГО УЗЛА СОЕДИНЕНИЯ КОРПУСА И КРЫШКИ КАПСУЛЫ ГИДРОБАРИЧЕСКОГО СТЕНДА	43
Линёв Д.В. РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРА МЕЖДУ ПОДКРЕПЛЯЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ И ОБОЛОЧКОЙ НА ЕЁ НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВНЕШНЕГО ДАВЛЕНИЯ	46
Казаков Н.А., Нефедьев Е.Ю., Сульженко В.А., Яковлев А.В. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭ-КОНТРОЛЯ СВАРНЫХ УЗЛОВ КОНСТРУКЦИЙ МОРСКОЙ ТЕХНИКИ НЕПОСРЕДСТВЕННО В ПРОЦЕССЕ СВАРКИ	47
Яковлев А.В., Балдычев С.В. АЭ-МОНИТОРИНГ СВАРНЫХ ШВОВ В ПРОЦЕССЕ ИСПЫТАНИЙ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ТРУБЫ	49
Михайлов Э.Ю., Нигматуллин В.И., Рыбакина О.Г., Строгонова О.А. ВЛИЯНИЕ РАЗГРУЗКИ И ОТДЫХА НА ПОЛЗУЧЕСТЬ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ	51
Михайлов Э.Ю., Нигматуллин В.И., Строгонова О.А. ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СРЕДЫ НА КИНЕТИКУ РАЗВИТИЯ ТРЕЩИН В ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЯХ И ИХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ	53
Ладынин А.И., Шмырина Г.Е., Лапкин И.В. АНАЛИЗ ОСОБО ОТВЕТСТВЕННЫХ УЗЛОВ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СПАСАТЕЛЬНЫХ ГЛУБОКОВОДНЫХ АППАРАТОВ	55
СЕКЦИЯ С	
Крыжжевич Г.Б., Рыбалко Т.Р. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ МОРСКИХ САМОПОДЪЕМНЫХ ПЛАТФОРМ В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ	57
Каплунов С.М., Фесенко Т.Н., Дронова Е.А. ВИБРАЦИИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ	60
Миронов М.Ю., Родионов А.А. ОБЗОР ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА ПРОЧНОСТИ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МОРСКОЙ ТЕХНИКИ	61
Крыжжевич Г.Б., Филатов А.Р. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ	64
Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. МЕТОДОЛОГИЯ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ СИЛОВЫХ СХЕМ КОНСТРУКЦИЙ	66
Сутырин В.И., Муру Г.Н. ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА КОРПУСОВ СУДОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ (КЭ) МОДЕЛЕЙ	68
Знаменский М.В., Подгорный Л.Н., Попов Н.Г., Шапошников В.М. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ МОНОЛИТНОГО КОРПУСА КРУПНОЙ МОРСКОЙ ПЛАВУЧЕЙ БАЗЫ СО ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНОЙ ПОЛОСОЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ВЗЛЁТ И ПОСАДКУ СРЕДНИХ И ТЯЖЁЛЫХ ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЁТОВ	71
Александров А.В., Рыбалко Т.Р. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ СОСТАВНОГО ВАЛА ЛЕДОКОЛА ПРИ ДЕЙСТВИИ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК	73
Спиридонов Н.Н. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ ДЛЯ РАСЧЁТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ ВЫЗВАННЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕМ КОРПУСА И ГРЕБНЫХ ВИНТОВ СО ЛЬДОМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КРУПНОТОННАЖНЫМ ТРАНСПОРТНЫМ СУДАМ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ	75

Багаев Д.В., Иванов М.А., Коваль А.А. ОПЫТ БОРЬБЫ С ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИЕЙ, ВЫЗВАННОЙ РАБОТОЙ ПОДРУЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ	77
Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОЛОГИИ СЦЕПЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОНСТРУКЦИЙ СО ЛЬДОМ	79
СЕКЦИЯ D	
Берденников Н.С., Додонов П.А., Задумов А.В., Федонюк Н.Н. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК И ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОЛЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ СРЕДЫ	81
Додонов П.А., Федонюк Н.Н. МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА АРМИРОВАННОГО ПОЛЫМИ СТЕКЛЯННЫМИ МИКРОСФЕРАМИ	84
Федонюк Н.Н., Додонов П.А. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ ДВУХ ДВУХСЛОЙНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ ПРИ ВСЕСТОРОННЕМ СЖАТИИ В БЕСКОНЕЧНОЙ СРЕДЕ	86
Иванов М.А. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕМПФЕРА НА ОСНОВЕ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩЕГО СЛОЯ ВПС ДЛЯ СНИЖЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ	89
Таубин А.Г., Румянцев К.А., Комендантов А.В. ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ГИПЕРУПРУГИХ МАТЕРИАЛОВ, СОДЕРЖАЩИХ ВНУТРЕННИЕ ПОЛОСТИ	90
Иванов Б.Г., Гнездилов В.Н., Хаджибоев И.Т. ВОЗДЕЙСТВИЕ ОДНОСЛОЙНОГО ВИБРОПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОКРЫТИЯ НА ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРАБЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ	93
СЕКЦИЯ E	
Овчинников К.Д., Франк М.О., Лавриненко А.В. КОРРЕКТИРОВКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОЗДАНИЯ АВТОНОМНОГО НЕОБИТАЕМОГО НАДВОДНОГО АППАРАТА ОСМОТРОВОГО КЛАССА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПОСТРОЙКИ И ИСПЫТАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА	95
Реуцкий А.С., Таровик О.В., Павловский В.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ СПГ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ БУНКЕРОВКИ И СОПУТСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ	97
Демешко Г.Ф.; Пазухин В.Ю.; Сандревская К.Н. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОЛУПОГРУЖНЫХ СУДОВ	99
Суслов А.Н., Одегова О.В., ЛЯН ЯНЬ, СУНЬ ТЯНЬШИ, ВАН ФЭН ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ И НАПОЛНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ БАЗЫ ЗНАНИЙ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СУДОВ	101
Гайкович А.И. ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВ И ЕЕ ПРЕПОДАВАНИЯ	103
Власьев М.В. ФОРМИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ СУДОВОГО ГАЗОВОГО ТОПЛИВА НА БУНКЕРОВОЧНУЮ БАЗУ С ПОМОЩЬЮ АВТОЦИСТЕРН	105
Устинов С.А., Устинова З.С. ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ ГРАЖДАНСКИХ СУДОВ С АТОМНЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ	107
Кутенев А.А. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D МОДЕЛЕЙ В ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВ	108

Егоров Г.В. , Соловьев А.С. , Автутов Н.В. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕДОКОЛЬНЫХ СУДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЕКТА IBSV01 С ЛЕДОКОЛЬНЫМ КЛАССОМ ICEBREAKER 8.....	109
Егоров Г.В. , Ильницкий И.А., Тонюк В.И. , Автутов Н.В. , Черников Д.В. ЛИНЕЙКА МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СПАСАТЕЛЬНЫХ СУДОВ МОРСКОГО ИНЖЕНЕРНОГО БЮРО: ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ПОСТРОЙКИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ	111
Егоров Г.В. , Калугин Я.В. , Егоров А.Г. ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА СОВРЕМЕННЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ	113
Егоров Г.В., Колесник Д.В. , Осадчий Е.А. ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПГ В КАЧЕСТВЕ ОСНОВНОГО ТОПЛИВА НА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СУДАХ	115
Егоров Г.В. , Автутов Н.В. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ	117
Егоров А.Г. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СТАРЕНИЯ ФЛОТА И МОДЕРНИЗАЦИЙ НА ОБЩУЮ ПАССАЖИРОВМЕСТИМОСТЬ РЕЧНЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ	119
Егоров А.Г. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ ПАССАЖИРСКОГО И СЛУЖЕБНОГО БЛОКОВ НА РЕЧНЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДАХ С УЧЕТОМ МОДЕРНИЗАЦИЙ И КОНВЕРСИЙ	121
Егоров А.Г. АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ФЛОТА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КРУИЗНЫХ СУДОВ С ПРОГНОЗОМ ДО 2030 ГОДА	123
Егоров Г.В., Бутенко Н.Ф. , Соловьев А.А. , Нильва В.А. , Егорова О.Г. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СПУСКА ПАССАЖИРСКОГО СУДНА СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ ПРОЕКТА PV300VD СО ЗНАЧИТЕЛЬНЫМ СВЕСОМ НОСОВОЙ ЧАСТИ	125
Егоров Г.В. ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НОВЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ОТЕЧЕСТВЕННОМ СУДОСТРОЕНИИ	127
Егоров Г.В., Егоров А.Г. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕГО ФЛОТА ТОЛКАЧЕЙ И БУКСИРОВ И ПЕРСПЕКТИВЫ СТРОИТЕЛЬСТВА НОВЫХ	129
Егоров Г.В. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ ГРУЗОВОГО СУХОГРУЗНОГО И НЕФТЕНАЛИВНОГО ФЛОТА	131
Егоров Г.В., Тонюк В.И. О ПРОЕКТИРОВАНИИ СУХОГРУЗНЫХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ ПРОЕКТА RSD32M.....	133
Егоров Г.В., Тонюк В.И. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕФТЕНАЛИВНЫХ СУДОВ-ХИМОВОЗОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПРОЕКТА RST12C.....	135
Егоров Г.В., Ильницкий И.А. , Абдуллаев О.М. СОЗДАНИЕ СУДНА-МУЗЕЯ ПРОЕКТА HS01 НА БАЗЕ "ТРЕХОСТРОВНОГО" ТАНКЕРА ПРОЕКТА 566 Б.....	137
Егоров Г.В., Автутов Н.В. , Ворона О.А. ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПОНТОНА ПРОЕКТА P05A ДЛЯ УСТАНОВКИ ВРК НА ПЛАВУ.....	138
Егоров Г.В., Черников Д.В. МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ВОДОЛАЗНЫЙ КАТАМАРАН ПРОЕКТА SDS18.....	140

Давыдов И.Ф. УЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВ.....	142
Лукаш Э.П., Олейников В.В. ОПТИМИЗАЦИЯ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА БАЗЕ ДИСКРЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ.....	144
Ефремова Н.В., Нильва А.Е. О ПРОБЛЕМЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛНЕНИЯ НА ОТКРЫТОЙ РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ ВОКРУГ ОБЪЕКТОВ УДЛИНЕННОЙ ФОРМЫ.....	146
Нильва В.А. ПРОЦЕДУРА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ПОВРЕЖДЕННОГО СУДНА СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ.....	147
СЕКЦИЯ F	
Рябушкин С.В., Мудрик Р.С. ОЦЕНКА ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА КАТЕРА НА КОСЫХ КУРСАХ И РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ ПРИЛОЖЕНИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК	149
Чистяков Р.С., Мудрик Р.С. ТРЕХМЕРНАЯ СТАТИЧЕСКАЯ УДИФФЕРЕНТОВКА И АНАЛИЗ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА КАТАМАРАНА	151
Лигай Н.В., Миронов М.Ю. К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ ОБ УТОЧНЕНИИ ГРУЗОВОГО ПЛАНА СУДНА	153
Володин В.А., Миронов М.Ю. ОЦЕНКА СОБИРАЕМОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НЕРАЗЪЕМНОСТИ КОНТАКТНО-УПРУГИХ СОЕДИНЕНИЙ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА КАТЕРА ИЗ ЭЛАСТОМЕРА СО СТАЛЬНЫМ НАБОРОМ	155
Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мащенко А.В. О ГЕНЕРАЦИИ СЛУЧАЙНЫХ СЕТОК МНОГОГРАННЫХ ПОДОБЛАСТЕЙ ДЛЯ ПОТЕНЦИАЛЬНО РАЗРУШАЕМОЙ РАСЧЕТНОЙ ОБЛАСТИ	157
Фрумен А.И., Радченко Л.В. УСТОЙЧИВОСТЬ СФЕРИЧЕСКОГО СЕГМЕНТА ОБОЛОЧКИ С НАЧАЛЬНЫМИ НЕСОВЕРШЕНСТВАМИ ИЗ НИЗКОМОДУЛЬНОГО МАТЕРИАЛА	159
Паульс В.В., Сорокин С.В. АНАЛИЗ НЕЛИНЕЙНЫХ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ БАЛОК С НАЧАЛЬНОЙ ПОГИБЬЮ	160
Аветисов С.А., Сорокин С.В. КОЛЕБАНИЯ МЯГКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТРУБОК.....	162

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛЕДОКОЛЬНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ С ПОНИЖЕННЫМ УРОВНЕМ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК. ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ, РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ

А.В. АНДРЮШИН, К.Б. ХЛЫСТОВА
АО «ЦНИИМФ»
Санкт-Петербург, Россия

Обеспечение прочности гребного винта (ГВ) и работоспособности главного электродвигателя (ГЭД) пропульсивного комплекса являются одними из главных задач современного ледоколостроения, решение которых определяет операционную эффективность ледокольного судна во льдах. В ледовых условиях при воздействии ледового момента на ГВ, ГЭД должен поддерживать заданную мощность, момент, скорость вращения ГВ для обеспечения тяги пропульсивного комплекса, движения судна и предотвращения останковки (заклинки) ГВ и его поломки. Указанные проблемы актуализированы введением в эксплуатацию современных судов DAS с ВРК, которые эксплуатируются в тяжелых ледовых условиях на режимах заднего хода, что приводит к увеличенной интенсивности ледового воздействия на ГВ, ГЭД. Важнейшей задачей является снижение ледового момента на ГВ и ГЭД, что позволяет снизить расчетный момент ГЭД, его весо-габаритные характеристики, обеспечить установку в гондолу современных ВРК типа “AZIPOD” и их поставку с минимальными затратами. Во многих случаях при жестких габаритных ограничениях гондолы ВРК решение последней задачи определяет целесообразность и возможность установки ВРК на судно (ледокол) и его операционную концепцию.

Для решения поставленных задач АО “ЦНИИМФ” разработал комплексную методологию определения ледовых нагрузок в системе ГВ-валопровод – ГЭД, проектирования ГВ с пониженным уровнем ледовых нагрузок, обеспечения их прочности [1, 2]. В настоящее время указанная методология применяется при проектировании современных ледокольных ГВ, для разработки требований к ГЭД в обеспечение поставки ВРК для перспективных ледоколов [2]. Определяются: отрицательная и положительная аксиальные силы, ледовый момент на ГВ, суммарный момент ГЭД, скорость вращения ГВ в процессе его взаимодействия со льдом в зависимости от скорости судна, прочностных характеристик льда, времени взаимодействия с ледовым образованием, основных геометрических характеристик ГВ, включая профилировку входящих кромок [1, 2]. Разработанная методология определения ледовых нагрузок на ГВ, ГЭД позволила разработать основные подходы к их снижению при проектировании.

Рекомендуется использование модифицированной острой профилировки входящей кромки лопасти (предложена В.А. Беляшовым), что позволяет снизить уровень ледовых нагрузок, включая ледовый момент на 20-25% [3]. Увеличение шага ГВ также позволяет существенно снизить уровень ледовых нагрузок. Представленные рекомендации были использованы при проектировании ГВ для современных ледоколов DAS с ВРК. В рамках проекта ледокола Icebreaker 7 были рассмотрены три варианта ГВ, см. таблицу 1. Диаметр, контур лопасти, максимальные толщины для всех ГВ одинаковы. Для представленных ГВ выполнено моделирование и расчет ледовых нагрузок, момента ГЭД при мощности ~6.5МВт. Моделирование выполнялось для эксплуатации в каналах Сибирских рек с распресненным льдом повышенной прочности, а также в торосистых льдах на режимах заднего хода. На рис. 1. представлен пример моделирования процессов изменения ледовых нагрузок на ГВ, ГЭД при форсировании торосистой переемычки на режиме заднего хода. Расчет выполнялся с учетом изменения скорости движения ледокола в торосистом образовании. Установка ГВ, вариант 3, обеспечивает наиболее

низкие ледовые нагрузки. Для вариантов 1, 2, 3 при мощности $\sim 6.5\text{МВт}$ значение предельного коэффициента запаса ГЭД по моменту $q_{\text{overtorque}}$ (overtorque) составляет 2.5, 2.2 и 1.8 соответственно. По методике АО “ЦНИИМФ” выполнен расчет прочных размеров ГВ из условия обеспечения усталостной прочности на режимах заднего хода, включая местную прочность входящих кромок [1, 2]. Анализ показал, что для ледокола DAS при использовании высокопрочной стали ГВ, варианты 1 и 2, требуют дополнительных подкреплений в сравнении с действующими Правилами РС. Для ГВ, вариант 3, прочные размеры практически соответствуют действующим Правилам РС, являются наименьшими для рассмотренных вариантов, что снижает силу поломки лопасти, прочные размеры основных элементов ВРК из условия обеспечения пирамидальной прочности и соответственно ее весо-габаритные характеристики и стоимость поставки.

Таблица 1 – Основные характеристики гребных винтов

Гребной винт	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Тип профилировки	традиционная	модифицированная	модифицированная
Шаговое отношение	~ 0.8	~ 0.8	> 0.8

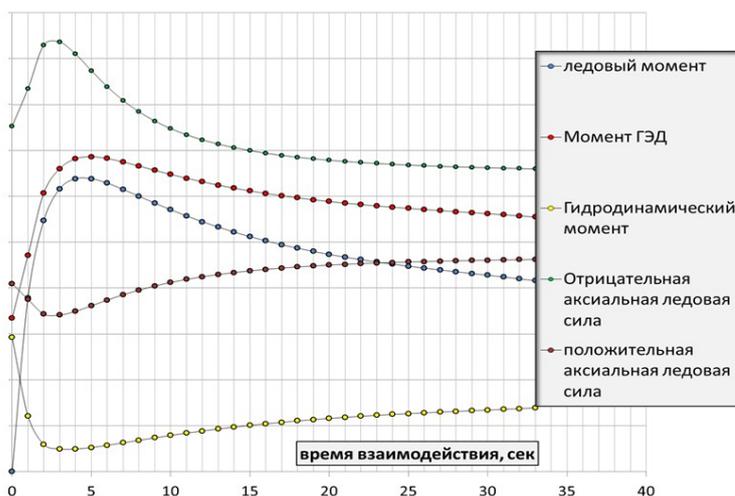


Рисунок 1 – Процессы изменения ледовых нагрузок на гребном винте при форсировании ледоколом торосистой перемычки задним ходом

Литература

1. Хлыстова К.Б., Андриюшин А.В., Федосеев С.С., Зуев П.С. Ледовые нагрузки на гребных винтах и обеспечение их прочности для судов активного ледового плавания с применением современных методов компьютерного моделирования -Труды КГНЦ, Специальный выпуск 2, 2018. Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти профессора В.А. Постнова и 90-летию со дня его рождения. Стр, 44-52.
2. Хлыстова К.Б., Андриюшин А.В., Петров А.С. Особенности проектирования широколопастных гребных винтов судов ледового плавания и ледоколов -Труды КГНЦ, Специальный выпуск 1/2019. Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной 125-летию со дня основания ФГУП Крыловский Государственный Научный Центр. Стр, 9-16.
3. Беляшов В.А. Исследование физических процессов взаимодействия гребных винтов со льдом и разработка метода прогнозирования действующих на них ледовых нагрузок – диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Санкт-Петербург, 2000.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ НОРМИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСОВ МОРСКИХ СУДОВ

Е.П. БУРАКОВСКИЙ, П.Е. БУРАКОВСКИЙ
Калининградский государственный технический университет
Калининград, Россия

Удовлетворение общей прочности корпусов судов регламентируется Правилами Регистра [2] и связано с выбором их момента сопротивления, который в свою очередь зависит от максимального изгибающего момента.

Качка судов на нерегулярном волнении иногда приводит к случаям, когда до одной трети корпуса в носовой оконечности уходит под воду в условиях захвата волной носовой оконечности. В этом случае кормовая оконечность может выходить из воды. В таких условиях создается дополнительный динамический момент за счет гидродинамических сил, действующих на палубе [1].

Рассматривая дополнительный динамический изгибающий момент, вызванный захватом волной носовой оконечности судна, можно констатировать, что он может быть выше динамического изгибающего момента, вызванного ударами волн в развалы бортов и определяемым в соответствии с п. 1.4.5 [2], и находится в некоторых случаях на уровне волнового изгибающего момента, определяемым в соответствии с п. 1.4.4 [2].

Захват волной носовой оконечности судна не только создает большой динамический изгибающий момент, а еще и трансформирует эпюру изгибающего момента и перерезывающей силы по всей длине корпуса судна. Эта трансформация сводится к смещению экстремума изгибающего момента в сторону захвата (т.е. носа, в отдельных случаях может иметь место смещение в сторону кормы, если будет реализован случай захвата волной кормовой оконечности судна на попутном волнении). На рисунке 1,а представлена трансформация эпюры изгибающих моментов на тихой воде, полученная путем приложения к носовой оконечности гидродинамических сил различной величины.

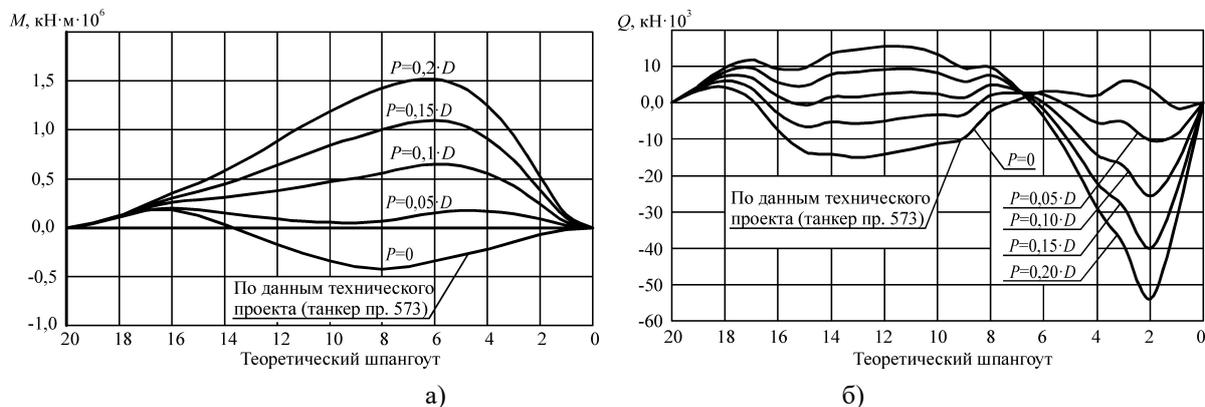


Рисунок 1 – Трансформация эпюр при захвате волной носовой оконечности судна:
а) – изгибающего момента; б) – перерезывающей силы

Видно, что экстремум смещается на 6-й теоретический шпангоут, т.е. находится на границе средней части судна, определяемой РМРС [2]. При рассмотрении данной задачи в динамике с учетом волнового изгибающего момента и моментов, обусловленных силами инерции, эпюра изгибающих моментов может трансформироваться еще сильнее.

На рисунке 1,б представлена трансформация эпюры перерезывающих сил, которая показывает, что экстремальные ее значения находятся на уровне второго – третьего теоретического шпангоута.

Возникающая при захвате волной гидродинамическая сила будет приводить к росту дифферента судна на нос, при этом возможен выход кормовой оконечности судна из воды. Это приведет к исчезновению сил поддержания в этом районе корпуса, в результате чего кормовая оконечность будет находиться под действием только весовой нагрузки. Шпации, вышедшие из воды не полностью, также существенно потеряют силы поддержания. Все эти большие неуравновешенные силы будут нагружать корпус судна.

Таким образом, предельно возможные значения изгибающего момента в корпусе судна на миделе в условиях захвата волной его носовой оконечности можно оценить, рассматривая кормовую оконечность корпуса судна как балку, загруженную только весовой нагрузкой.

Результаты оценки величины максимальных изгибающих моментов на миделе при выходе из воды кормовой оконечности с учетом сил инерции в зависимости от количества вышедших из воды теоретических шпаций с кормы N_k представлены на рисунке 2. В расчетной схеме учитывалось влияние на максимальный изгибающий момент весовой нагрузки всех теоретических шпаций от миделя в корму, а также силы поддержания для тех шпаций, которые вышли из воды не полностью.

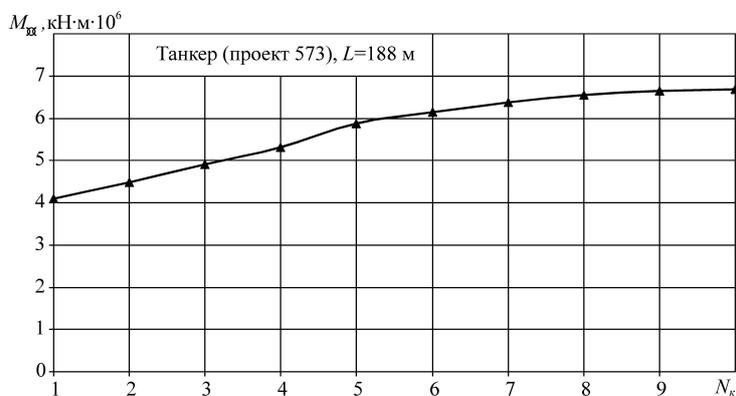


Рисунок 2 – Зависимость изгибающего момента на миделе от количества шпаций, вышедших из воды с кормы

Следует заметить, что предельный изгибающий момент для танкера проекта 573 составляет при перегибе $3,4 \cdot 10^6$ $\text{кН}\cdot\text{м}$, в то же время при выходе из воды корпуса на длину только одной теоретической шпации изгибающий момент на миделе составляет $4 \cdot 10^6$ $\text{кН}\cdot\text{м}$. При выходе из воды кормовой оконечности на длине, равной $L/3$, т.е. примерно шесть теоретических шпаций, наблюдается увеличение изгибающего момента на миделе свыше $6 \cdot 10^6$ $\text{кН}\cdot\text{м}$, т.е. практически в два раза выше его предельного значения.

Все вышесказанное заставляет задуматься о корректности назначения максимального изгибающего момента, определяемого Правилами Регистра [2], особенно если учесть характер взаимодействия судна с внешней средой в условиях захвата волной его носовой оконечности [1].

Литература

1. Бураковский Е.П., Бураковский П.Е. Некоторые проблемы обеспечения общей прочности судов в чрезвычайных ситуациях // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2014.– Вып. 82(366).– С. 21–30.
2. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус / Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2018.– 209 с.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК ПРИ ЛЕДОВЫХ СЖАТИЯХ НА ПРИМЕРЕ НЭС «АКАДЕМИК ТРЕШНИКОВ»

В.В. ПЛАТОНОВ¹, И.А. СВИСТУНОВ², В.Н. ТРЯСКИН³

¹ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

²ФГБУ «Арктический и антарктический научно-исследовательский институт»

³ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет»

В целях активизации научной и хозяйственной деятельности России в Арктике принято решение о строительстве первой в мире дрейфующей ледостойкой самоходной платформы, призванной выполнять функции долговременной исследовательской базы [1]. Для совершения планового дрейфа платформу предполагается ошвартовывать возле кромки льдины, выбранной для разворачивания ледового лагеря, или заводить внутрь поля с помощью ледокола по проложенному каналу. Во время дрейфа возможно возникновение периодических ледовых сжатий, которым будут подвергаться корпусные конструкции сооружения, особенно в средней части. Предельная величина и разброс ледовых нагрузок при сжатиях существенным образом зависят от физико-механических свойств ледяного покрова. В связи с этим для прогнозирования фактических ледовых нагрузок целесообразно применять метод имитационного моделирования, основанный на использовании детерминированных расчетных зависимостей в сочетании с данными натурных наблюдений, описываемых вероятностно-статистическими характеристиками.

В статье рассматриваются вопросы имитационного моделирования локальных ледовых нагрузок на вертикальный борт судна при ледовых сжатиях. Приводятся основные теоретические положения и описание алгоритма имитационно-стохастического моделирования. В качестве примера рассматривается научно-экспедиционное судно «Академик Трешников», на базе которого была организована сезонная дрейфующая научно-исследовательская станция «Северный полюс-2019» [2]. Судно, замороженное в ледяное поле, совершило месячный дрейф вблизи архипелага Земля Франца-Иосифа. В ходе экспедиции были получены уникальные данные натурных наблюдений за природной средой, включая такие характеристики ледяного покрова, как толщина и температуры верхних и нижних слоев.

Согласно алгоритму имитационного моделирования, полученные данные по характеристикам ледяного покрова подвергаются статистической обработке для оценки типа законов распределения, после чего значения параметров могут быть смоделированы с помощью генератора псевдослучайных чисел. Набор сгенерированных характеристик ледяного покрова используется для расчета параметров ледовых нагрузок от сжатия в соответствии с детерминированными расчетными зависимостями математических моделей [3]. Полученные результаты обрабатываются методами математической статистики [4, 5], и для статистических распределений подбираются теоретические законы распределений (пример полученных распределений для давления и высоты зоны контакта показан на рисунке ниже).

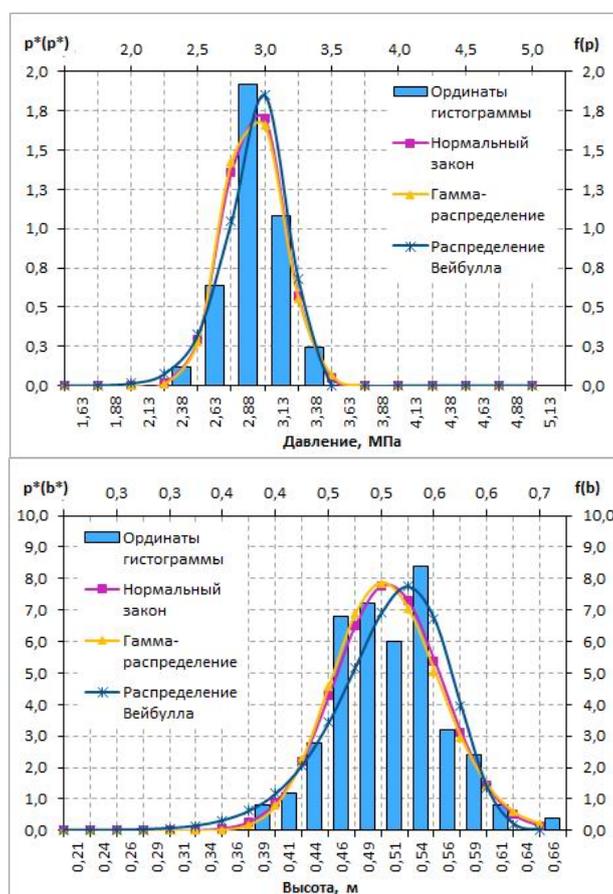


Рисунок - Пример полученных статистических и теоретических распределений давления p (слева) высоты зоны контакта b (справа); $p^*(*)$ – ординаты гистограммы; $f(*)$ – плотность вероятности

Исследуемые кривые проверяются на соответствие выбранным теоретическим законам по двум общепринятым критериям: Пирсона и Колмогорова [6]. На завершающем этапе определяются обеспеченности расчетных предельных нагрузок, регламентируемых Правилами РМРС [7], при заданных параметрах конструкций корпуса в районе цилиндрической вставки НЭС «Академик Трешников» применительно к построенным теоретическим законам распределения действующих нагрузок при ледовых сжатиях, которые могли возникнуть во время дрейфа вблизи архипелага Земля Франца-Иосифа. На основе полученных результатов могут быть сделаны выводы о вероятности повреждения обшивки и набора в заданных ледовых условиях.

Литература

1. Makarov A.S., Maksimova P.V., Likhomanov V.A., Sokolov V.T. and etc. Perspectives of using a drifting ice-resistant platform of the "North Pole" type, which is under construction, as a multifunctional research complex in the Arctic // Proceedings of the 25th International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, 2019.
2. Frolov I.E., Ivanov V.V., Filchuk K.V., Makshtas A.P. and etc. Transarktika-2019: winter expedition in the Arctic Ocean on the R/V "Akademik Tryoshnikov". Problemy Arktiki i Antarktiki. Arctic and Antarctic Research. 2019, 65, 3: 255–274.
3. Апполонов Е.М., Нестеров А.Б., Тимофеев О.Я. Регламентация ледовых нагрузок на вертикальный борт при сжатии во льдах. – Научно-технический сборник Российского Морского Регистра Судоходства, вып. 31, СПб, 2008, с.129-146.
4. Екимов В.В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. – Л.: Судостроение, 1966. 328 с.
5. Хастингс Н., Пикок Дж. Справочник по статистическим распределениям. Пер. с англ., – М.: Статистика 1980. 95 с.
6. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Высшая школа 1999. 576 с.
7. Правила классификации и постройки морских судов, Часть II, Корпус, Российский морской Регистр судоходства, 2019.

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ СЖАТО-ИЗОГНУТЫХ РЕБЕР СУДОВОГО КОРПУСА

С.Н. ГИРИН, Т.А. ИСАЕВА

Волжский государственный университет водного транспорта

Нижний Новгород, Россия

Важность правильной оценки несущей способности сжато-изогнутых ребер трудно переоценить, поскольку в настоящее время практически все суда имеют продольную систему набора перекрытий крайних поясков эквивалентного бруса. Неправильная оценка несущей способности продольных ребер жесткости может привести к весьма неприятным последствиям, вплоть до перелома корпуса судна. В частности, в ряде работ профессора Г.В. Бойцова и работах авторов высказывалось обоснованное мнение о том, что одной из возможных причин появления остаточных деформаций корпусов судов типа «Волгонепфть» в виде перегиба является недостаточная устойчивость продольных ребер жесткости днища.

В настоящее время в Правилах Российского морского регистра судоходства и Российского Речного Регистра указывается, что критические напряжения таких ребер должны доводиться практически до предела текучести материала. При этом критические напряжения вычисляются в долях от эйлеровых напряжений по некоторым графическим или аналитическим зависимостям, приведенным в Правилах. На рис.1 показаны кривые пересчета эйлеровых напряжений в критические, применяемые в Правилах РМРС и РРР. Из рис.1 видно, что Правила Морского Регистра более осторожно подходят к пересчету эйлеровых напряжений в критические. В РРР критические напряжения равны пределу текучести материала при отношении $\sigma_y / R_{eH} \geq 2,6$, а в РМРС они не достигают предела текучести даже при $\sigma_y / R_{eH} = 3,0$.

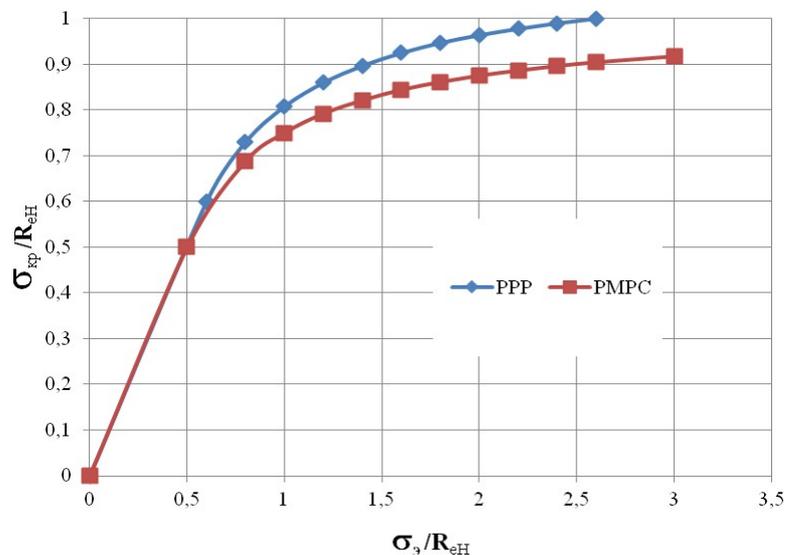


Рис.1

Вопрос определения критического напряжения сжатого стержня имеет давнюю историю, однако его нельзя считать окончательно решенным и в настоящее время. Начнем с того, что определение эйлеровой нагрузки в классической (Эйлеровой) постановке на практике никогда не реализуется, поскольку стержни всегда имеют начальный изгиб оси (начальные несовершенства), а многие судовые балки несут поперечную нагрузку. В этом случае сжимающая нагрузка приводит к увеличению стрелки погиби балки. Если исходить из упрощенной формулы кривизны стержня, используемой в строительной механике корабля для решения большинства задач, то теория сложного изгиба дает то же значение эйлеровой нагрузки, что и классическая

постановка, при значениях прогиба, обращающихся в бесконечность. В некоторых учебниках такой подход к определению эйлеровой нагрузки носит название второго метода Эйлера. Однако, при больших прогибах стержня применять упрощенную формулу кривизны стержня уже не правомерно. Использование точной формулы приводит к нелинейному дифференциальному уравнению, решение которого весьма сложно и для некоторых задач получено с использованием эллиптических интегралов. Решение показывает, что при достижении эйлеровой нагрузки стержень имеет конечное значение прогиба, но столь большое, что при этом в материале имеют место упруго-пластические деформации.

Таким образом, решение задачи устойчивости продольных балок судового корпуса сводится к решению задачи несущей способности сжато-изогнутого стержня, т.е. к решению геометрически и физически нелинейной задачи. Очевидно, что аналитическое решение этой задачи возможно только для ограниченных случаев опирания стержня и простейшей форме поперечного сечения в виде прямоугольника. Для решения практических задач можно использовать современные пакеты программных продуктов, реализующих метод конечных элементов. В работе [1] и в ряде других работ авторы использовали возможности программного комплекса «Abaqus».

Программный комплекс позволяет решать задачи с сильно выраженной нелинейностью, например, при сжатии стержня с начальной погибью удастся получить деформацию стержня в виде петли. На рис.2 показано изменение стрелок прогиба стержня длиной 2,4 м, изготовленного из двутавра со стенкой 4x80 и полками 4x20 мм. Начальное искривление оси стержня создавалось небольшой поперечной нагрузкой 0,5 кН. Вертикальная зеленая линия показывает величину эйлеровой нагрузки, определенной обычным способом.

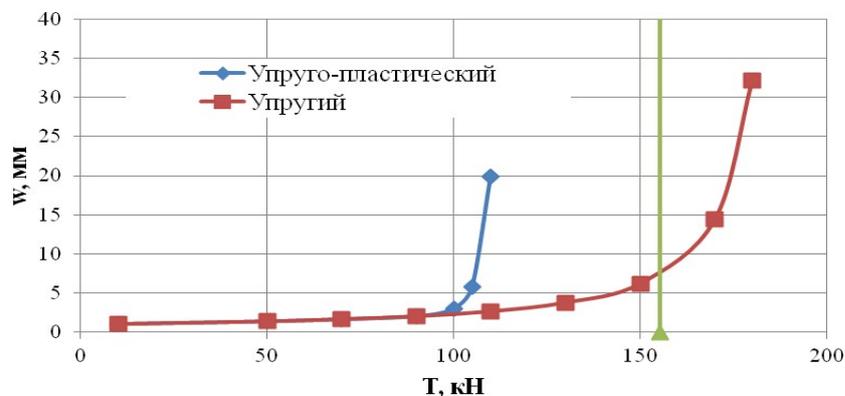


Рис.2

Из рисунка видно, что расчет с использованием закона Гука с учетом больших прогибов (геометрически нелинейная задача) дает несколько большее значение критической нагрузки по сравнению с классической задачей Эйлера. Упруго-пластический расчет, выполненный с использованием диаграммы Прандтля, дает значительно меньшее значение критической нагрузки.

Применение «Abaqus» позволяет учесть влияние поперечной нагрузки на несущую способность стержня. Расчеты показывают, что поперечная нагрузка, которую реально испытывают продольные балки корпуса судна, может существенно снизить критическую сжимающую нагрузку.

Литература

1. Гирин С.Н., Исаева Т.А. Оценка устойчивости ребер судового корпуса с потерявшей устойчивость обшивкой. Труды КГНЦ, 2019; Специальный выпуск 1: 38-43.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И МОНТАЖА ФУНДАМЕНТОВ В ПРОЦЕССЕ МОДЕРНИЗАЦИИ ТАРК «АДМИРАЛ НАХИМОВ» НА БАЗЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ОБРАЗОВАНИЯ И НАКОПЛЕНИЯ СВАРОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МКЭ

Р. П. ЖИВОТОВСКИЙ, М. Н. ЗЕЛЕНИН, В. В. СТЕПАНОВ
АО «Центр технологии судостроения и судоремонта»
Санкт-Петербург, Россия

Задача проектирования технологического процесса изготовления сварных металлоконструкций неразрывно связана с необходимостью учёта остаточных сварочных деформаций. При этом вопросы сохранения геометрической формы и размеров особенно критичны для ответственных конструкций. Это обусловлено тем, что отклонения формы конструкции в целом и её отдельных элементов от проектных могут привести к снижению работоспособности и ухудшению тактико-технических характеристик. Так же известно, что остаточные деформации значительно повышают трудоёмкость изготовления изделия, обуславливая необходимость выполнения работ по правке и большого объёма пригоночных работ при сборке [1]. Это соответственно приводит к увеличению сроков производства и стоимости готовой продукции с возможным снижением её качества.

Актуальность рассматриваемой задачи обусловлена высокими требованиями, предъявляемыми к точности изготовления и монтажа фундаментов относительно базовых плоскостей заказа и относительно друг друга. В соответствии с конструкторской документацией для обеспечения требуемой точности предусмотрено выполнение механической обработки опорных поверхностей фундаментов после их установки. Как известно процесс механической обработки характеризуется достаточно большой трудоёмкостью, которая зависит с одной стороны от объёма выполняемых работ, а с другой – от производительности используемого оборудования. В условиях заказа отсутствует возможность использования стационарного оборудования и для выполнения механической обработки требуются переносные установки. Значительно сократить объем механической обработки, а соответственно снизить трудоёмкость и продолжительность работ возможно путём повышения точности установки фундаментов в корпус заказа и уменьшения деформаций, возникающих на этапе их приварки. Это требует с одной стороны разработки специальной технологии выполнения сборочно-сварочных работ, а с другой – использования современных высокоточных измерительных систем.

Специалистами АО «ЦТСС» уже много лет ведутся работы по исследованиям и расчётной оценке ожидаемых сварочных деформаций и оптимизации на основе полученных данных технологических процессов изготовления различных корпусных конструкций. Разработан нормативный документ РД5Р.9807, устанавливающий методы расчётного определения и предотвращения остаточных сварочных деформаций. Совместно со специалистами ФГУП «Крыловский государственный научный центр» разработана и используется методика расчётной оценки сварочных деформаций с применением МКЭ (метода конечных элементов), позволяющая выполнять расчёты для конструкций любой сложности с большим количеством элементов и сварных соединений [2] – [4].

Общий вид рассматриваемых в работе фундаментов ТАРК «Адмирал Нахимов» показан на рисунке 1.

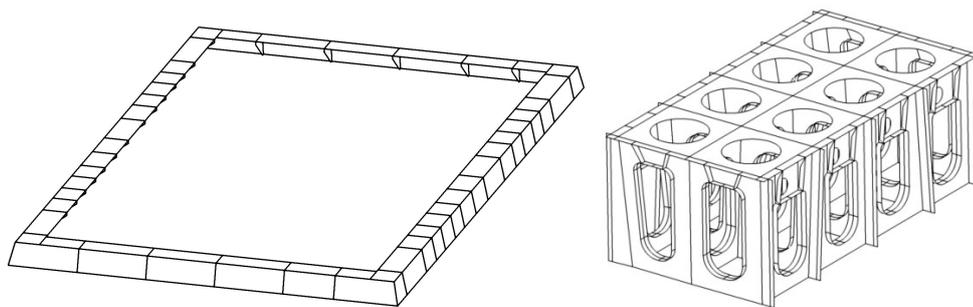


Рисунок 1 – Общий вид конструкций фундаментов

Конструктивно верхние фундаменты представляют собой опорную поверхность с приваренными к ней по периметру стенками и подкреплениями в виде книц. Конструкция нижних фундаментов состоит из продольных и поперечных стенок, притыкаемых к опорной поверхности. Для снижения массы конструкции и обеспечения доступа при выполнении сборочно-сварочных работ в стенках и опорном листе нижнего фундамента имеются вырезы. Верхние фундаменты устанавливаются и привариваются в районе вырезов на верхней палубе, нижние – к настилу четвертой палубы.

В работе выполнены расчеты ожидаемых сварочных деформаций фундаментов при различных технологических вариантах их изготовления и после монтажа на палубы. Показано, что при обеспечении высокой точности позиционирования фундаментов при их установке на заказе и соблюдении разработанной последовательности выполнения сборочно-сварочных работ возможно достижение требуемой точности расположения фундаментов относительно друг друга и базовых плоскостей заказа. С учётом различных погрешностей, в том числе и при расчётах сварочных деформаций, невозможно полностью исключить необходимость выполнения механической обработки после окончания всех монтажных работ, однако объем необходимой обработки будет минимальным. При этом все требования, предъявляемые к отклонениям формы опорных поверхностей фундаментов, необходимо обеспечивать путём выполнения механической обработки на стационарном оборудовании после изготовления секций фундаментов до их погрузки на заказ.

Литература

1. Кузьминов С.А. Сварочные деформации судовых корпусных конструкций. Л.: Судостроение, 1974
2. Алфёров В.И., Михайлов В.С. Математическое моделирование процесса накопления сварочных деформаций при изготовлении конструкций танкера с применением метода конечных элементов. Труды ЦНИИ им.акад. А.Н. Крылова, «Судостроение», 1994
3. Зеленин М.Н., Михайлов В.С., Животовский Р.П. Оптимизация технологии сборки и сварки корпусных конструкций на основе применения метода конечных элементов, Наука и технологии. Краткие сообщения XXXIII Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. Том 3, Миасс, 2013.
4. Степанов В.В. Моделирование процесса накопления остаточных сварочных деформаций объёмных конструкций с криволинейными обводами, Тезисы докладов научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвящённой памяти профессора И.Г. Бубнова и 110-летию со дня образования кафедры строительной механики корабля – «Бубновские чтения», Санкт-Петербург, 2014

АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДОКОВОЙ СТОЙКИ, ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТОЕК И ОБШИВКИ ПОПЕРЕЧНОЙ ПЕРЕБОРКИ КОРАБЛЯ ПРИ ДОКОВАНИИ

В.А. МАНУХИН, В.В. ПОПОВ

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

При проектировании плоской поперечной переборки корабля возникает необходимость выбора размеров центральной доковой стойки, воспринимающей на себя значительные осевые усилия при доковании. Целью работы является выяснение степени участия обшивки переборки и соседних с доковой вертикальных стоек в восприятии реакции килевой дорожки и уточнение характера распределения этой реакции по высоте доковой стойки. В традиционных методиках [1,2] необходимая площадь поперечного сечения доковой стойки определяется из условия ее прочности без учета обшивки переборки и ближайших к диаметральной плоскости (ДП) вертикальных стоек, что приводит к значительным размерам доковой стойки.

Для моделирования выбрана поперечная переборка, рассмотренная в качестве примера в [3]. Геометрия и размеры переборки указаны на рис.1, где толстыми линиями обозначены основные продольные связи корпуса, вес и жесткость которых учтены при деформации переборки в собственной плоскости.

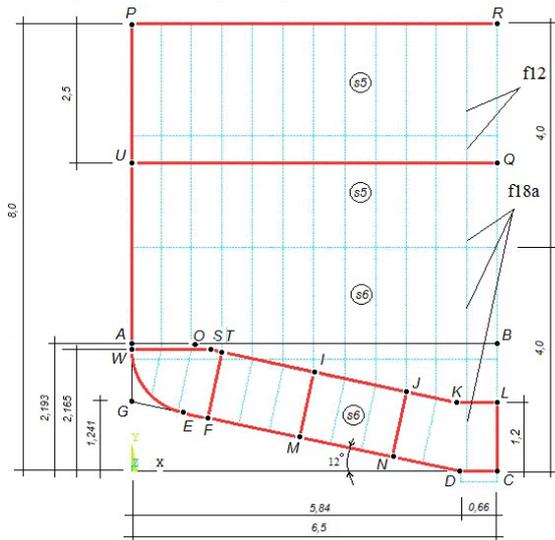


Рис. 1. Геометрия и размеры переборки, м

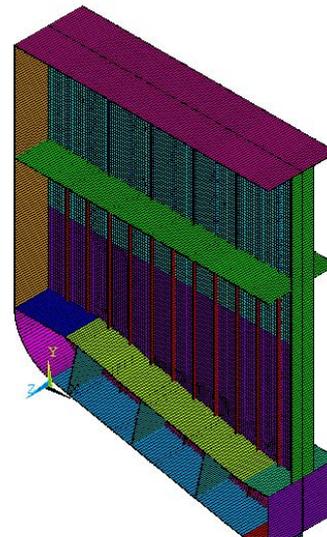


Рис. 2. Конечно-элементная модель переборки

Некоторые из этих связей моделируют дополнительный вес надстроек, устройств, систем, механизмов в пределах смежных с переборкой отсеков. Эти веса распределены на днище, верхнюю и нижнюю палубы в соотношении 6:3:1. Материал корпуса и переборки – сталь, профиль доковой стойки – тавр № 56б. Обшивка переборки моделируется оболочечными элементами, а стойки и пояски продольных связей – балочными. Нагружение модели осуществляется собственным весом. Вертикальный киль принят неподвижным, а горизонтальный киль оперт на упругую подушку.

Результаты вычисления напряжений в расчетной модели, отраженные на рис.3, показывают, что напряжения σ_y концентрируются в нижней части доковой стойки в пределах ширины горизонтального килевого балласта и убывают по мере удаления от этой зоны. В эту область попадают ближайшие к ДП вертикальные стойки.

Для выяснения степени участия обшивки переборки в работе доковой стойки по вычисленным напряжениям построены их эпюры, а затем по каждой из них определена

эффективная ширина пояска обшивки $a(y_i)$, который воспринимает такие же напряжения, как доковая стойка в этом же сечении по высоте переборки.

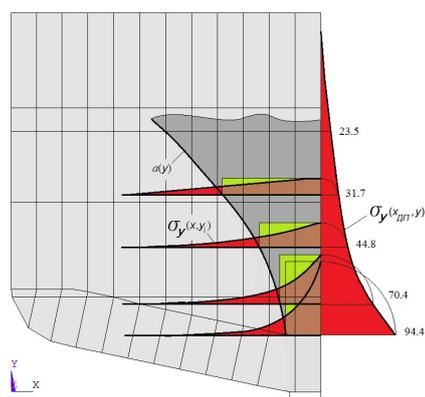


Рис. 3. Эпюры $\sigma_y(x, y_i)$ и $a(y_i)$.

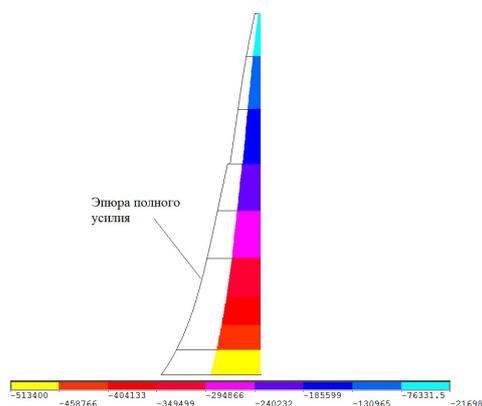


Рис. 4. Сжимающее усилие в доковой стойке

Эпюры осевых усилий в стойках показывают, что максимальное сжимающее усилие в доковой стойке (рис.4) в ее нижнем сечении составляет около 1030 кН, а в нижних сечениях 1-й и 2-й от ДП вертикальных стоек – примерно 105 кН и 70 кН, причем изменение усилия по высоте всех стоек является нелинейным. Таким образом, в случае обеспечения устойчивости вертикальных стоек их площадь поперечного сечения может быть включена в требуемую по условию прочности площадь сечения доковой стойки с соответствующими редуцированными коэффициентами.

Эффективная площадь присоединенного пояска обшивки $f_{пр}$ для доковой стойки при обеспечении устойчивости вертикальных стоек может быть определена по формуле

$$f_{пр} = \frac{b_{гк}}{2} (1 + \psi) t ,$$

где t - толщина нижнего пояса переборки; $b_{гк}$ - ширина горизонтального кия;

$\psi = \min\left(\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_T}, 1\right)$ - редуцированный коэффициент; $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение нижнего пояса обшивки переборки; σ_T - предел текучести материала обшивки.

В работе показано, что необходимая площадь профиля нижней части пролета доковой стойки $f_{дс}$ может быть определена по следующей уточненной формуле

$$f_{дс} = F - f_{пр} - f_{вс} ,$$

где F - площадь сечения доковой стойки, определяемая из условия ее прочности при сжатии [3]; $f_{вс}$ - эффективная площадь сечения вертикальных стоек переборки.

Расчеты показывают, что площадь доковой стойки F может включать в себя удвоенную площадь профиля вертикальных стоек и площадь пояска обшивки переборки шириной как минимум равной половине ширины горизонтального кия.

Уточнение классической методики в рассмотренном случае позволило уменьшить габаритную высоту доковой стойки и ее вес на 20% и 40% соответственно.

Литература

1. Курдюмов А.А. Прочность корабля. -Л.: Судпромгиз, 1956, 384 с.
2. Короткин Я.И. Прочность корабля. -Л.: Судостроение, 1974, 432 с.
3. Манухин В.А. Прочность корабля. Конспект лекций, -СПб: СПбГМТУ, 2011, 239 с.

О НАГРУЗКАХ НА ДНИЩЕ СУХОГО ДОКА ССК «ЗВЕЗДА» ПРИ ПОСТРОЙКЕ ЛЕДОКОЛА «ЛИДЕР»

С.В. АНТОНЕНКО

Дальневосточный федеральный университет
Владивосток, Россия

В г. Большой Камень строится один из крупнейших в России судостроительных комплексов – ССК «Звезда». В состав комплекса входят, в частности, тяжёлый открытый стапель с передаточным доком грузоподъёмностью 40 000 т и сухой строительный док размерами 489 · 110 м. Ввод в строй этого комплекса позволит отечественной судостроительной отрасли выпускать крупнотоннажные суда и морские инженерные сооружения, размеры которых значительно превышают ранее строившиеся. В частности, рассматривается возможность постройки в сухом доке перспективных атомных ледоколов типа «Лидер» мощностью 120 МВт.

С точки зрения постановки в док специфика ледоколов, в особенности атомных, состоит в том, что их доковое водоизмещение ненамного меньше полного, имеются значительные свесы обеих оконечностей, погонная нагрузка на килевую дорожку намного больше, чем у транспортных судов сравнимой длины.

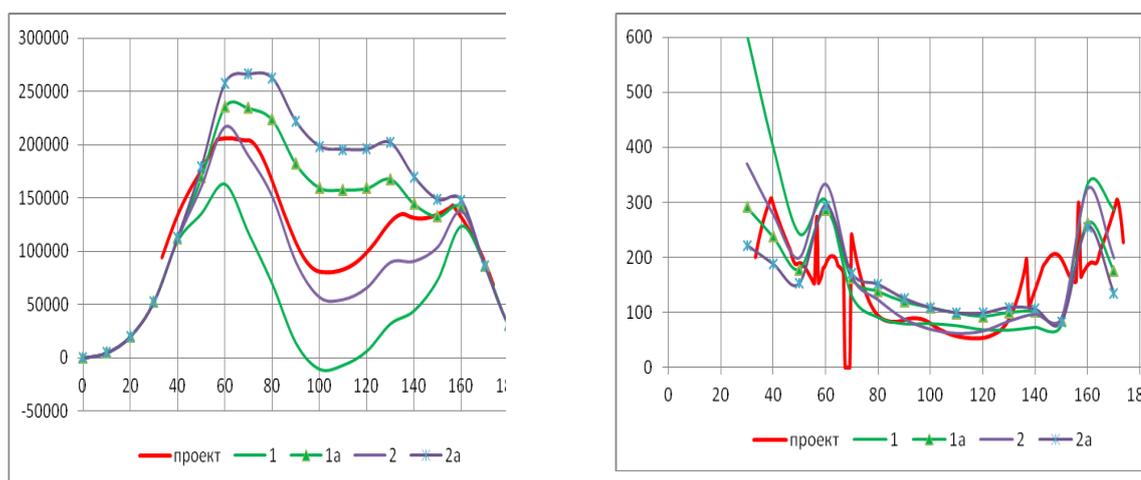
Длина рассматриваемого ледокола по КВЛ – 200 м, длина килевой дорожки – 141 м, водоизмещение порожнем – 53400 т, а при постановке в док – 58400 т. При проектировании дока это судно было принято в качестве одного из расчётных с точки зрения нагрузок на днище дока.

Специалисты ДВФУ осуществляют научно-техническое сопровождение строительства сухого дока. В рамках этой работы автору было предложено выполнить оценку нагрузок на днище дока при постройке ледокола «Лидер». Для этой цели были предоставлены материалы по расчёту постановки судна в док для ремонта. Согласно проекту, доковое опорное устройство должно состоять из одной в оконечностях и трёх в средней части килевых дорожек. Кильблоки размерами 0,4·2,0 и 0,6·2,0 м располагаются только в районе плоского горизонтального днища и имеют дубовую подушку высотой 200 мм и сосновую прокладку 50 мм (первый тип) или 400 и 100 мм (второй тип). Шаг кильблоков 900 мм (одна практическая шпация), но на некоторых участках устраивается сплошная килевая дорожка. Кроме того, под двумя поперечными переборками в районах $\pm 1/4$ длины судна от миделя проектант предлагает установить по 4 дополнительные клетки с дубовыми подушками.

Судно в проектном расчёте рассматривалось как балка переменного сечения, лежащая на независимых податливых опорах, каждая из которых соответствует одному или трём кильблокам, расположенным на одном шпангоуте. Весовая нагрузка прикладывалась в виде сосредоточенных сил на опорах; дополнительно учитывались силы и моменты от свешивающихся оконечностей; массы носового и кормового свесов составляют 6300 – 6400 т. Учитывались деформации сдвига. Считалось, что дубовые подушки работают в упругой стадии, а диаграмма деформации сосновой прокладки принималась по рекомендациям отраслевого нормативного документа [1].

Важно отметить, что использование вполне адекватных расчётных схем не гарантирует получение достоверных результатов. Выполненные автором обширные натурные измерения [2, 3] показали, что, во-первых, у всех судов имеется строительная погибь килевой линии, во-вторых, реальная податливость деревянных подушек значительно выше, чем указывается в литературе. Первый из указанных факторов ведёт к увеличению неравномерности распределения опорных реакций (и, что весьма существенно, к их перераспределению по длине), второй – к её уменьшению. Это влияние в какой-то мере иллюстрирует рисунок, на котором показаны эпюры

изгибающих моментов в корпусе ледокола и давлений на кильблоки, рассчитанные при различных допущениях. Линии «проект» соответствуют проектному расчёту, вариант 1 – расчёт методом пяти моментов (М5М) с теми же исходными данными, но без учёта деформаций сдвига и нелинейности работы мягкой прокладки, в варианте 2 модуль упругости дубовой подушки умножен на 0,3, а сосновой прокладки – на 0,25, что примерно соответствует нашим экспериментальным данным, кроме того, рассмотрены случаи наличия строительного прогиба килевой линии со стрелкой 100 мм на длине судна между перпендикулярами (фактическая может быть значительно больше). По оси абсцисс отложены расстояния от носового перпендикуляра, а по оси ординат – изгибающие моменты, тм.



Эпюры изгибающих моментов (а) и давлений на кильблоки (б):

проект – согласно проектному расчёту; 1 – расчёт методом пяти моментов (М5М); 2 – расчёт М5М с уменьшением модулей упругости подушек; с буквой «а» - при наличии общего прогиба 100 мм

Условия постройки судна в доке значительно отличаются от условий при постановке судна в док для ремонта, и не только меньшим доковым весом, но и, что более важно, более точным соответствием формы опорной поверхности форме днища. Кроме того, по технологическим соображениям в оконечностях будут установлены высокие опоры, которых не будет в ремонтном доке. Это создаёт более благоприятные условия для судна при постройке. Ввиду того, что в процессе формирования корпуса каждый блок должен удерживаться своими опорами, распределение нагрузок на днище дока будет близким к распределению масс судна. В районе реакторного отсека интенсивность этой нагрузки превышает среднее значение более чем в 2 раза.

В результате выполнения сварочных работ при сборке корпуса будут происходить общие деформации (подъём оконечностей), которые могут оказать отрицательное влияние на распределение нагрузок на днище дока. Для снижения этого влияния необходимо обеспечить соответствующие характеристики прочности и жёсткости опор.

В работе рассмотрены вопросы расчёта опорных реакций при стоянке судна в доке. Обсуждаются возможности ограничения нагрузок, действующих на днище дока.

Литература

1. РД5-076.011-82. Методические указания. Корпуса кораблей и судов. Методы расчёта прочности. Расчёт на ЭВМ общей и местной прочности кораблей и судов при постановке в сухой и плавучий доки. Л.: 1982. – 237 с.
2. Аникин Е.П., Антоненко С.В. Некоторые результаты экспериментального изучения опорных реакций в сухих доках // Судостроение, 1978, № 10. С. 72 – 75.
3. Антоненко С.В. Результаты исследований прочности, жёсткости и ползучести деревянных подушек кильблоков // Судостроение, 1991, № 1. С. 43 – 46.

СУДА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

М.А. КУТЕЙНИКОВ, А.В. ШКОКОВ

ФАУ «Российский морской регистр судоходства», Санкт-Петербург, Россия

В.Н. ТРЯСКИН

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет», Санкт-Петербург, Россия

В.В. ПЛАТОНОВ

ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

С развитием добывающей промышленности в арктическом регионе стал актуальным вопрос об оптимизации формы корпуса судна для обеспечения его эффективности при движении как на чистой воде, так и в ледовых условиях.

Одним из популярных решений является концепция «судов двойного действия». Суть этой концепции заключается в том, что носовая и кормовая оконечности судна проектируются на различные режимы движения: нос судна оптимизируется для получения хороших показателей ходкости на чистой воде, а форма кормовой оконечности обеспечивает движение во льдах.

Для целей классификации подобных судов Регистр разработал комплекс требований, учитывающих особенности их конструкции корпуса.

В редакции требований представлены:

- Описание знака символа класса;
- Требования к конструкции корпуса.

При разработке знака символа класса учитывались следующие возможные режимы эксплуатации:

- при движении во льдах судно может двигаться как носом, так и кормой вперед, причем ледовый класс судна при движении кормой вперед может отличаться от ледового класса при движении носом вперед;

- при движении во льдах судно двигается только кормой вперед.

Требования к конструкции корпуса основаны на следующих предпосылках:

- расчетные зависимости для определения ледовых нагрузок должны быть применимы для формы корпуса, характерной для современных судов, в т.ч. вертикальные и близкие к вертикальным обводам, кормовые подзоры, характерные для судов с винторулевыми колонками;

- новые требования должны учитывать существующую систему ледовой классификации, принятую в Правилах РС [1];

- необходимо регламентировать конструкции, традиционные для судов двойного действия (скег, фундамент ДРК).

В данный момент новые требования, учитывающие особенности конструкции корпуса судов двойного действия были включены в часть XVII Правил классификации и постройки морских судов [1] в виде новой главы.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов, Российский морской регистр судоходства, 2018.

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ДОПУСКАЕМЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ R3

Ю.И. ЕФИМЕНКОВ, И.С. ОНИЩЕНКО

Акционерное общество «Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота»,

А.В. ДИДКОВСКИЙ

Главное управление Российского морского регистра судоходства

В действующих Правилах Российского морского регистра судоходства (РС) отсутствуют допустимые эксплуатационные ограничения для судов ограниченного района плавания R3. Оговаривается, что для таких судов такие ограничения устанавливаются в каждом отдельном случае. В то же время в Правилах РС для судов ограниченного района плавания R3 четко обозначены требования к основным мореходным характеристикам (прочности, остойчивости, надводному борту и пр.), а также к оборудованию и устройствам. Отмеченное приводит в ряде случаев к трудно объяснимым различиям в назначаемых допускаемых условиях эксплуатации судов ограниченного района плавания R3 одного и того же проекта в одних и тех же районах плавания.

Целью выполненной работы являлась подготовка предложений по дополнению ч.1 «Классификация» Правил РС [1] в части формализации требований к допускаемым условиям эксплуатации судов ограниченного района плавания R3

Выполненный анализ требований действующих Правил РС показал, что по сравнению с наиболее близким классом R3-RSN для судов R3 в ряде случаев предъявляются более мягкие требования, которые условно можно разделить на 3 группы:

Группа 1 – требования, непосредственно связанные с волновыми воздействиями на корпус судна (общие и местные волновые нагрузки, характеристики остойчивости).

Группа 2 – требования, косвенно связанные с волновыми воздействиями на судно (прочность иллюминаторов и нагрузки на носовые двери надстроек, отстояние нижней кромки иллюминаторов от ЛГВЛ, расчетные нагрузки на закрытия, минимальный надводный борт).

Группа 3 – требования, не связанные с волновыми воздействиями на судно, а обусловленные защищенным характером рейса (уменьшения характеристик снабжения для рыболовных, возможность отказа от наличия на судне дежурной шлюпки, гидрокостюмов, аварийного снабжения).

При обосновании допускаемых условий эксплуатации судов ограниченного района плавания R3 использованы подходы, примененные ранее для разработки требований к волновым нагрузкам судов ограниченного района плавания R2-RSN(4,5) [2], а также во многочисленных работах, выполненных различными организациями по обоснованию допустимых условий эксплуатации судов смешанного плавания с классом PPP (например, [3], [4]), которые отражены также и в Правилах РС при назначении допустимых условий эксплуатации судов R3-RSN.

Для определения допустимых условий эксплуатации судов ограниченного района плавания R3 используется следующее критериальное условие:

$$\alpha_x = \lg Q^*(X | (y_1, y_2, \dots, y_n)) / \lg Q_n^*(Y | (z_1, z_2, \dots, z_m)) \geq 1,0,$$

где $Q^*(X | (y_1, y_2, \dots, y_n))$ – долгосрочная обеспеченность рассматриваемой мореходной характеристики X для судна ограниченного района плавания R3 при предлагаемых для этого класса эксплуатационных ограничениях, характеризуемых совокупностью параметров y_1, y_2, \dots, y_n ;

$Q_n^*(Y|(z_1, z_2, \dots, z_m))$ – долгосрочная обеспеченность рассматриваемой мореходной характеристик Y для судна-эталона при установленных такому судну эксплуатационных ограничениях, характеризуемых совокупностью параметров z_1, z_2, \dots, z_m .

В качестве судна-эталона приняты суда ограниченного района плавания $R3-RSN$, для которых технические требования и эксплуатационные ограничения наиболее близки к характерным для рассматриваемых судов $R3$.

В работах [2] – [4] подробно описан алгоритм расчета долгосрочных обеспеченностей $Q^*(X|(y_1, y_2, \dots, y_n))$ и $Q_n^*(Y|(z_1, z_2, \dots, z_m))$, при расчете которых учитывались:

- долгосрочные ветроволновые условия в том или ином морском районе, определяемые по современным справочным данным РС;
- возможность попадания судна на волнение, превышающее устанавливаемое погодное ограничения в результате реализации опасной ошибки в благоприятном прогнозе волнения;
- потери скорости хода судна на волнении при движении в место убежища в условиях возрастающего волнения.

При разработке требований к допускаемым условиям эксплуатации судов ограниченного района плавания $R3$ в качестве мореходных характеристик рассматривались:

- - высота волны $h_{0,1\%}$ при установленном для судна $R3$ ограничении по волнению $h_{3\%} \leq 2,5$ м (критерий $\alpha_h \geq 1,0$);
- - расчетная высота волны, используемая в Правилах РС для назначении местных волновых нагрузок (критерий $\alpha_{cw} \geq 1,0$);
- - расчетный общий волновой изгибающий момент (критерий $\alpha_{mw} \geq 1,0$).

Результаты выполненных расчетов по указанным критериям показали, что наименьшие допустимые удаления от мест убежища получаются при использовании достаточно универсального критерия $\alpha_h \geq 1,0$. В связи с этим предложено реализовать в Правилах РС [1] именно эти ограничения по удалению от мест убежища. Однако, в случае выполнения для судов $R3$ требований к остойчивости по критерию погоды на уровне, предъявляемом к судам $R3-RSN$, предложено увеличивать удаления до мест убежищ до значений, обеспечивающих выполнение наиболее жесткого из условий $\alpha_{cw} \geq 1,0$ и $\alpha_{mw} \geq 1,0$.

Библиография

1. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Часть I. Классификация. СПб. 2019.
2. ЗАО «ЦНИИМФ». Подготовка проекта изменений и дополнений Правил Регистра в связи с введением в существующий список знаков ограничений района плавания знака $R2-RSN(4,5)$. Заключительный отчет № 253-ЗС/37-01. Рук. работы Ефименков Ю.И. – СПб., 2011.
3. Ефименков Ю.И., Онищенко И.С. Требования к допустимым условиям эксплуатации судов класса «М-СП4,5» и возможность их уточнения на примере Черного и Каспийского морей // Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной 125-летию со дня основания ФГУП «Крыловский государственный научный центр. Труды КГНЦ. Специальный выпуск 1. 2019.
4. ЦРП РРР. Обоснование возможности эксплуатации судов класса «М-СП» на новых трассах плавания в Белом, Баренцевом и Карском морях. Промежуточный отчет по этапу 4 договора № ЦРП-05-09-04. Рук. работы Ефименков Ю.И. – СПб., 2011.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ ЛЕДОКОЛА НА МЕЛКОВОДЬЕ

О.В. БЕЗНИНА, В.В. ПЛАТОНОВ, С.В. СОЧИНСКИЙ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Обеспечение общей и местной прочности корпуса на мелководье является особенно актуальным для судов, проектируемых для эксплуатации на Северном морском пути, в связи с небольшими глубинами на его трассах. С экологической точки зрения вопрос этот очень важен для танкеров, газовозов, судов, имеющих ядерные энергетические установки или предназначенных для перевозки радиоактивных материалов. В случае проводки таких судов в кильватер за ледоколом, с песчано-илистой мелью или подводным камнем встретится именно ледокол. В данных обстоятельствах наличие ледового поля снижает значение волновых нагрузок, однако при движении ледокола по чистой воде, например, при перегоне, вертикальная качка становится фактором, во многом определяющим расчетный сценарий посадки на мель или подводный камень.

До сих пор в практике проектирования расчеты прочности судна на мели выполняются при посадке на ровный киль. Условность используемых сценариев посадки на мель обсуждалась в докладе на конференции 2018 г. [1], а здесь рассмотрены расчетные сценарии контакта ледокола с подводным камнем.

Обычно рассматривается внедрение подводного камня в днище судна, совершающего вертикальные перемещения в процессе качки. Бортовая качка не принимается во внимание, так как она имеет значение лишь для точек днища, удаленных от диаметральной плоскости, а для таких точек объем повреждений существенно уменьшается благодаря возможности крена судна при контакте с камнем.

Использование формул Правил РМРС [2] в расчете суммарного ускорения в вертикальном направлении a_z и периода качки T_k на волне приводит к чрезмерному завышению ускорения и частоты $\omega = 2\pi/T_k$, поскольку эти формулы предназначены для определения максимально возможных ускорений и инерционных нагрузок, соответствующих волновому коэффициенту c_w , т.е. экстремально большой высоте волны, и спецификационной скорости v_0 , которая является наибольшей скоростью на тихой воде. Между тем в рассматриваемом случае требуется найти ускорение a_z при вертикальной качке в обычных эксплуатационных условиях, для этого можно воспользоваться рекомендациями [3] при расчетной высоте волны h с долговременной вероятностью (обеспеченностью) 10^{-3} .

Период качки судна T_k связан со скоростью судна v , скоростью волны c_B и ее периодом T_B формулой

$$T_k = \frac{T_B}{1 + v/c_B}.$$

Максимум вертикальной скорости равен $v_z = a_z/\omega$, амплитуда колебаний $A = a_z/\omega^2$. Расчетами установлено, что среди параметров качки максимум вертикальной скорости v_z в наименьшей степени зависит от скорости ледокола v . На этом основании наиболее универсальным представляется сценарий посадки на камень, вершина которого находится на глубине равной осадке судна. При этом касание камня днищем ледокола происходит в момент, когда вертикальная скорость максимальна и равна v_z .

Глубина внедрения подводного камня w определяется из условия равенства кинетической энергии вертикальных колебаний судна и суммы энергопоглощения днищевого перекрытия и работе сил поддержания

$$\frac{mv_z^2}{2} = E_\Sigma + \frac{kW^2}{2}.$$

Откуда максимальная глубина внедрения w_{max} определяется как

$$w_{max} = \sqrt{\frac{mv_z^2 - 2E_\Sigma}{k}}.$$

где m – масса ледокола, v_z – вертикальная составляющая скорости, E_Σ – энергопоглощение при внедрении камня в днищевое перекрытие, k – коэффициент гидростатической жесткости. Энергопоглощение E_Σ вычисляется численным интегрированием. Геометрия подводного камня и схема жестко-пластического расчета процесса разрушения днищевое перекрытия были предложены Е.М. Апполоновым и А.Б. Нестеровым в [4].

Выполненные расчеты энергоемкости конструкций днища атомного ледокола при ударе о стамуху/твердый грунт показали, что максимально возможное внедрение камня не превосходит высоту двойного дна, и подтвердили обеспеченность аварийной прочности днищевых конструкций.

Литература

1. Анкудинов О.С., Безнина О.В., Сочинский С.В. Проверка прочности судна при аварийном обсыхании на мели // Научно-техническая конференция по строительной механике корабля, посвященной 125-летию со дня основания ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 13-14.12.2018, Тезисы, С. 40-42.
2. Правила классификации и постройки морских судов, Часть II, Корпус, Российский морской Регистр судоходства, 2019.
3. Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов // Сборник нормативно-методических материалов, книга одиннадцатая. Российский Морской Регистр Судоходства. СПб. 2002.
4. Апполонов Е.М., Нестеров А.Б. Прогнозирование объемов повреждений корпусов надводных кораблей с АЭУ и вспомогательных судов, перевозящих радиоактивные вещества, при типовых навигационных авариях (на англ. яз.). – Труды международной конференции к 300-летию Российского флота, секция А, подсекция А3 «Прочность и надёжность морских конструкций», СПб, 1996.

АЛГОРИТМЫ ПОИСКОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНОГО РАМНОГО НАБОРА НЕФТЕНАЛИВНОГО СУДНА

К.В. ПЛОТНИКОВ

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Характерной особенностью конструкции корпуса нефтеналивных судов в средней части является наличие поперечных замкнутых рам. Их проектирование занимает важную роль в общем процессе проектирования конструкций корпуса крупных наливных судов [1]. Размеры балок поперечного рамного набора современных танкеров расчётной длиной 150 м и более должны соответствовать требованиям Общих Правил МАКО по конструкции и прочности навалочных и нефтеналивных судов (далее, если дополнительно не указано – Правила) [2]. При этом требования этого документа касаются как определения размеров конструкций на основе относительно простых предварительных рекомендаций (предписаний) (*prescriptive*-требований), так и верификации полученных размеров с использованием проверочных расчётов прочности по МКЭ. Согласно требованиям этого нормативного документа, на этапе верификации размеров конструкций с использованием КЭ-анализа проектант не имеет возможности уменьшать высоту стенок и характеристики поперечного сечения балок, входящих в раму (по отношению к полученным в соответствии с *prescriptive*-требованиями). По этой причине уже на ранних этапах проектирования конструкций важно получить рациональные размеры этих балок.

В докладе приведено описание несколько возможных алгоритмов проектирования таких конструкций по требованиям Правил. Использование алгоритмов продемонстрировано на примере современного танкера дедвейтной группы *Aframax* с одной плоской продольной переборкой в ДП и рамной стойкой, располагающейся в грузовом танке правого борта (рис. 1а) и крупнотоннажного танкера дедвейтной группы *VLCC* с двумя продольными переборками и распоркой в центральном танке (рис. 1б)

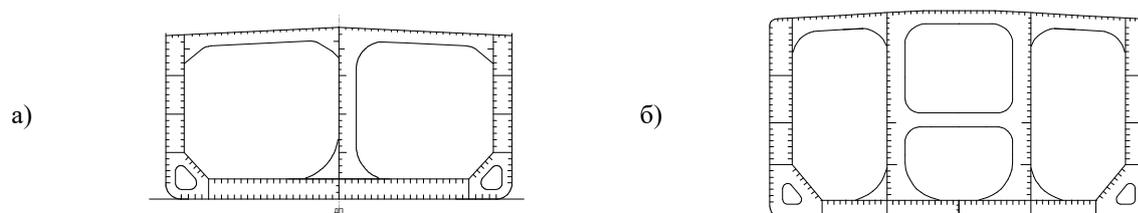


Рисунок 1 – Схемы конструктивной компоновки поперечных сечений рассмотренных в докладе танкеров: танкер дедвейтной группы *Aframax* (а) и танкер дедвейтной группы *VLCC* (б)

В зависимости от архитектурно-конструктивного типа судна задача проектирования рамы декомпозируется на несколько отдельных подзадач: проектирование рамных бимсов и вертикальных диафрагм двойного борта (или рамных стоек) в каждом из танков, проектирование распорки, проектирование флоров. Все они в той или иной степени взаимосвязаны, что приводит к необходимости при проектировании придерживаться определённой последовательности действий. Компоновочные схемы, толщины настилов и обшивок, размеры основного набора, расстояние между рамами должны быть известны к данному этапу. Очевидный факт зависимости напряженно-деформированного состояния рамной конструкции от соотношения характеристик изгибной жёсткости составляющих её балок в Правилах реализован при определении требуемого момента сопротивления рамного бимса. Итерационный алгоритм позволяет проектанту без использования каких-либо

специальных программных или методических инструментов (кроме средств, реализующих проверочный расчёт по требованиям Правил) определить размеры рамных связей. Укрупнённо алгоритм каждой итерации можно представить так:

1. Выбор размеров связей в первом приближении в соответствии с требованиями Правил к минимальным толщинам, жесткости рамной балки, локальной устойчивости стенки и поясков.

2. Определение моментов инерции сечений рамного бимса и вертикальной диафрагмы двойного борта (или рамной стойки продольной переборки для рамного бимса в центральном танке судна с двумя продольными переборками). Вычисление параметра относительной жёсткости β_{st} или β_{vw}

$$\beta_{st} = 0,9 \cdot \left(\frac{l_{bdg-st}}{l_{bdg-dt}} \right) \left(\frac{I_{dt-n50}}{I_{st-n50}} \right), \quad 0,1 \leq \beta_{st} \leq 0,65; \quad (1)$$

$$\beta_{vw} = 0,9 \cdot \left(\frac{l_{bdg-vw}}{l_{bdg-dt}} \right) \left(\frac{I_{dt-n50}}{I_{vw-n50}} \right), \quad 0,1 \leq \beta_{vw} \leq 0,5, \quad (2)$$

где I_{dt-n50} , $см^4$ – значение момента инерции «net 50» поперечного сечения с присоединённым пояском для рамного бимса; I_{st-n50} , $см^4$ и I_{vw-n50} , $см^4$ – значения моментов инерции «net 50» поперечного сечения с присоединённым пояском в середине пролёта для вертикальной диафрагмы двойного борта и рамной стойки продольной переборки соответственно; l_{bdg-st} , l_{bdg-dt} , и l_{bdg-vw} , м – эффективные изгибные пролёты, соответственно, для вертикальной диафрагмы двойного борта, рамного бимса и рамной стойки продольной переборки.

3. Определение требуемых значений моментов сопротивления и площади поперечного сечения балок из условия поперечной прочности

В докладе показано сопоставление результатов проектирования с использованием итерационного алгоритма при различных размерах связей в первом приближении (используя минимальные размеры по Правилам и с использованием статистических данных). Показано, что в результате проектантом могут быть получены конструкции, удовлетворяющие *prescriptive*-требованиям Правил, но не известно, насколько они будут оптимальны, например, по критерию минимума массы. Постановка проблемы в виде оптимизационно-поисковой задачи математического программирования может исключить указанный недостаток [3]. Ограничения такой задачи, в основном, определяются требованиями Правил.

В докладе показаны примеры использования двух подходов к постановке и решению задачи оптимизационно-поискового проектирования поперечных танкерных рам. Первый – использование в качестве переменных проектирования моментов инерции рамного бимса и смежных балок, что приводит к декомпозиции поисковой задачи на подзадачи двух иерархических уровней. Функция цели (ФЦ) может быть представлена в виде характеристики массы:

$$GF(X) = \sum_{n=1}^{n=i} (l_{n_0} \cdot A_{n_0}(X) + l_{n_1} \cdot k_{n_1}(X) \cdot A_{n_1}(X) + l_{n_2} \cdot k_{n_2}(X) \cdot A_{n_2}(X)) \quad (3)$$

где $A_{n_0}(X)$ – площадь поперечного сечения n -ой балки на пролете l_{n_0} – на длине балки, не включающей участки усиления в районах опор (при их наличии); $A_{n_1}(X)$ – площадь сечения n -ой балки в районе нижней/левой опоры, если предусмотрены усиления; $A_{n_2}(X)$ – площадь сечения n -ой балки в районе верхней/правой опоры, если предусмотрены усиления; $l_{n_1}(X)$ и $l_{n_2}(X)$ – протяженность участков усиления балок в районе опор; $k_{n_1}(X)$ и $k_{n_2}(X)$ – коэффициенты, учитывающие наличие, форму и размеры книц в опорных сечениях балок, i – количество варьируемых параметров.

В докладе показаны основные особенности решения задачи, в частности возможность использования коэффициентов утилизации площади сечения по моменту сопротивления для определения размеров рамных стоек в различных сечениях по пролёту.

В работе [4] автором доклада совместно с проф. В.Н. Тряскиным показана возможность использования регрессионных моделей второго порядка вида

$$\hat{Y}(X) = b_0 + \sum_{i=1}^{i=k} b_i x_i + \sum_{i=1}^{i=k} b_{ii} x_{ii}^2 + \sum_{j>i=1}^{i=k} b_{ij} x_i x_j, \quad (4)$$

связывающих значения ФЦ и ограничений задачи с варьируемыми параметрами (относительными значениями моментов инерции балок). Для получения регрессионных зависимостей (поверхностей отклика) предложено использование центрального композиционного планирования. В докладе показаны примеры регрессионных зависимостей, полученных для конструкций тестовых судов, обсуждается точность аппроксимации.

Другой рассмотренный подход – использование в качестве переменных проектирования непосредственно размеров сечений балок. Это может приводить к увеличению размерности вектора варьируемых параметров и затруднению поиска решения. Возможным решением является использование стохастических алгоритмов, которые в определённых случаях могут существенно повысить эффективность поиска глобального экстремума [5, 6]. Несмотря на принципиальную возможность такой постановки задачи [7] требуются дополнительные исследования для оценки чувствительности ФЦ к варьируемым параметрам [8], что может значительно упростить и ускорить решение, а также облегчить анализ результата. Показано, что использование стохастических алгоритмов позволяет достаточно просто дискретизировать область поиска.

В докладе представлены краткие результаты сопоставительного результата результатов проектирования поперечных рам с применением описанных выше алгоритмов, описан программный код в среде Matlab, а также отмечены дальнейшие направления исследования.

Литература

1. Read J., Stenseng A, Hulla R., Poulin R. Millennium Class Tanker Structural Design – From Owner Experience to Shipyard Launching Ways // Ship Structure Symposium 2000 Meeting, Washington, D.C., 13 June 2000.
2. Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, IACS, 01 Jan. 2019.
3. Тряскин В.Н. Методология параметрического проектирования конструкций корпуса судна // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Специальный выпуск №2. С. 9-14
4. Плотников К.В., Тряскин В.Н. Постановка и решение задачи проектирования поперечных танкерных рам в грузовой части крупнотоннажных нефтеналивных судов с использованием аппарата аппроксимации метода планирования эксперимента // Морские интеллектуальные технологии. 2019. №3 (45). Т.2. С.93-100
5. Karaboga D., Pham D. Intelligent Optimisation Techniques: Genetic Algorithms, Tabu Search, Simulated Annealing and Neural Networks. Springer Verlag, London, 2000. 302 с.
6. Clerc M., Kennedy J. The particle swarm – explosion, stability, and convergence in a multidimensional complex space// IEEE Transactions on Evolutionary Computation. 2002. №6 (1). С. 58–73
5. Алексахин Д.А., Бойко М.С., Кутейников М.А. Применение метода «роя частиц» для автоматизированного параметрического проектирования поперечной танкерной рамы согласно требованиям Общих Правил МАКО // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. 2017. №48/49. С.51-58
6. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение, 1990, 248 с.

ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАЗВИТИЕ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЯМОГО РАСЧЁТА НАГРУЗОК ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЛЬДА НА КОРПУС СУДНА

В.В. ЯКИМОВ¹, Т.И. ЛЕТОВА²

¹ ООО «Бюро Гиперборея», Санкт-Петербург, Россия

² Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

Действующие требования «ледовых» Правил РМРС обеспечивают минимально необходимый уровень ледовой прочности конструкций корпуса судна. Они предполагают общий, унифицированный подход к определению нагрузок от воздействия льда на корпус судна и регламентируют их величину в зависимости от знака ледового класса судна, его размерений (водоизмещения), формы обводов корпуса, мощности на валах (для ледоколов и буксиров) [1].

Каждому ледовому классу в качестве интегральной количественной характеристики ставится в соответствие некоторая совокупность осреднённых условий плавания судна во льдах (скорость хода судна во льдах, толщина и прочность ледяного покрова и др.) – т.н. базовый режим движения. При этом в рассмотрение вводятся два базовых режима движения – допустимый, превышение которого приводит к появлению в конструкциях первых пластических деформаций, и опасный, превышение которого связано с риском получения конструкциями повреждений в результате взаимодействия корпуса судна с ледяным покровом. В рамках заданного ледового класса базовый режим движения принимается одинаковым для всех судов, независимо от их типа, размерений и формы обводов корпуса (принцип единого стандарта безопасности), а присвоение ледового класса судну обеспечивает наличие стабильного гарантированного запаса между допустимыми и опасными условиями его плавания во льдах (принцип гарантии безопасности) [2]. Таким образом, применительно к конкретному судну нормативные требования устанавливают фиксированные значения параметров ледовой нагрузки, исключая при проведении расчёта возможность в явном виде задавать внешние условия плавания судна во льдах, произвольно их варьировать и непосредственно учитывать их индивидуальное влияние на величину ледовых нагрузок. Кроме того, для «нетрадиционных» судов ледового плавания, опыт проектирования и эксплуатации которых на сегодняшний день отсутствует или крайне мал, объективно имеет место значительное расхождение между фактическими и базовыми режимами движения, что объясняется невозможностью полноценной экстраполяции нормативных требований на область характеристик рассматриваемых судов. В частности, применение действующих требований «ледовых» Правил РМРС оказывается ограниченным и требует дополнительных специальных обоснований в отношении современных и перспективных крупнотоннажных ($L > 250$ м, $\Delta > 50$ тыс. т) транспортных судов высоких ледовых классов (Arc6 и выше), предназначенных для морской перевозки нефти и газа, а также атомных ледоколов новых поколений, отличающихся высокой производительностью энергетической установки.

В отношении изложенного выше применение методов прямого расчёта представляет собой более универсальный и гибкий, а в отдельных случаях и единственно приемлемый подход к определению нагрузок от воздействия льда на корпус судна, несмотря на относительную трудоёмкость их практической реализации. Однако, в настоящее время при использовании программных средств, отличающихся значительным быстродействием и объёмом памяти, практическая реализация указанных методов, если они теоретически разработаны и верифицированы, обычно не вызывает каких-либо технических затруднений. Методы прямого расчёта основываются на физических моделях механического взаимодействия корпуса судна и внешней среды, в том числе ледяного покрова, и непосредственно учитывают

специфику и детали конкретного процесса взаимодействия. Следует отметить, что современные общемировые тенденции совершенствования требований нормативной документации свидетельствуют о росте значимости и приоритета именно методов прямого расчёта при решении задач, связанных с оценкой и прогнозированием любых внешних природных воздействий на объекты морской инфраструктуры.

В отечественной практике проектирования конструкций ледовых усилений корпуса судов ледового плавания получил широкое распространение и успешно зарекомендовал себя метод прямого расчёта ледовых нагрузок, предусматривающий следующую модель механического взаимодействия двух тел – косоое внецентренное неупругое соударение поступательно движущегося корпуса судна и неподвижного ледяного покрова. Указанный метод базируется на положениях классической теории удара (в предположении его мгновенности), фундаментальных законах сохранения количества движения и момента количества движения, принципе наименьшего действия, дифференциальных уравнениях движения физической системы, расчётных зависимостях гидродинамической модели удара твёрдого тела о лёд (для задания контактного давления). Его применение позволяет определять различные параметры динамического взаимодействия, в том числе параметры ледовой нагрузки, в любом сечении по длине корпуса и высоте борта (с учётом особенностей геометрии судовой поверхности) в зависимости от фактических условий плавания судна во льдах – состояния загрузки, траектории, направления и скорости движения судна во льдах, структурного типа и характеристик (геометрических, массовых, физико-механических) ледяного покрова, других факторов. При этом заданное судно может иметь любые размерения (водоизмещение) и форму обводов корпуса. Принятый к рассмотрению метод прямого расчёта в течение многих лет составляет нормативно-методологическую основу требований Правил РМРС к определению нагрузок от воздействия льда на корпус судна, тем самым в полной мере подтверждая свою адекватность и работоспособность.

Эффективная реализация методов прямого расчёта нагрузок от воздействия льда на корпус судна требует привлечения специализированного программного обеспечения. С этой целью в середине 1980-х годов на кафедре конструкции судов ЛКИ, специалисты которой внесли значительный вклад в создание и развитие применяемых в отечественном судостроении подходов к определению ледовых нагрузок, была разработана программа «ICECALC». В дальнейшем, на протяжении более чем двух десятилетий, программа активно использовалась для выполнения соответствующих расчётов, неоднократно совершенствовалась и обновлялась. В 2009-2013 годах на кафедре конструкции и технической эксплуатации судов СПбГМТУ в рамках долгосрочного сотрудничества с Морским департаментом Бюро Веритас осуществлялась последовательная разработка многофункционального программного комплекса «ICESTAR», который в конечном итоге был подготовлен к процедуре лицензирования. Одной из центральных функций, предусмотренных для реализации программным комплексом, является прямой расчёт нагрузок от воздействия льда на корпус судна при различных сценариях механического взаимодействия с ледяным покровом различного структурного типа. В 2014 году фрагмент исходного кода программного комплекса «ICESTAR», относящийся непосредственно к определению ледовых нагрузок, был частично дополнен, адаптирован для решения широкого спектра задач практической направленности и затем преобразован в самостоятельную программу [3]. На основе результатов, полученных с использованием указанной программы, в 2014-2017 годах на кафедре конструкции и технической эксплуатации судов СПбГМТУ по заказу отечественных проектно-конструкторских и судоходных компаний был выполнен ряд прикладных научно-исследовательских работ. Их тематика касалась вопросов расчётного обоснования проектной категории ледовых

усиления корпуса судна, параметров проектной ледовой нагрузки на корпус судна, параметров допустимых и опасных режимов движения судна во льдах. Дальнейшим развитием программного обеспечения прямого расчёта нагрузок от воздействия льда на корпус судна можно считать опубликованную в 2019 году программу [4], которая в целом представляет собой глубоко модернизированную версию программы [3]. Применительно к указанной программе, в частности, были качественным образом расширены функциональные возможности, оптимизированы внутренняя структура, способ организации входных и выходных данных и вычислительный аппарат для реализации предусмотренных расчётных процедур. Кроме того, среди существующих программных решений, предназначенных для определения ледовых нагрузок на основе методов прямого расчёта, следует упомянуть программу «ICELOAD» и её многочисленные, в том числе экспортные, модификации, а также программные модули «ICELOCAL» и «ICEGLOBAL». Программа «ICELOAD», разработанная в отделении прочности и надёжности конструкций ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, активно использовалась для построения систем базовых режимов движения, положенных в основу нормирования ледовой прочности конструкций корпуса судна и регламентации допустимых условий плавания судна во льдах в рамках действующих требований «ледовых» Правил РМРС. Программный модуль «ICELOCAL», разработанный в лаборатории пропульсивных комплексов судов ЦНИИМФ, и программный модуль «ICEGLOBAL», разработанный в ООО «АЦИА Политехник», входят в состав известного программного комплекса моделирования процессов функционирования объектов морской инфраструктуры «ANCHORED STRUCTURES» и используются для выполнения прямого расчёта локальных и глобальных ледовых нагрузок на корпус судна соответственно.

В настоящем докладе приведены в систематизированном виде результаты подробного сравнительного анализа функциональных возможностей программ [3] и [4], разработанных при непосредственном участии авторов, а также дано общее описание программы [4], актуальной на сегодняшний день.

ЛИТЕРАТУРА

1. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II «Корпус». СПб.: РМРС, 2019. 280 с.
2. Апполонов Е.М. Ледовая прочность судов, предназначенных для круглогодичной арктической навигации. СПб.: СПбГМТУ, 2016. 288 с.
3. Якимов В.В., Тряскин В.Н. Расчёт параметров ледовых нагрузок на корпус судна при соударении с ледяным покровом. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014618564 от 25.08.2014.
4. Якимов В.В. Прямой расчёт параметров динамического взаимодействия корпуса судна с ледяным покровом. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019611825 от 04.02.2019.

РАЗРАБОТКА ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖКИ ОБУЧЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЮ И КОНСТРУКЦИИ СУДОВ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ

В.В. ЯКИМОВ¹, Т.И. ЛЕТОВА²

¹ ООО «Бюро Гиперборья», Санкт-Петербург, Россия

² Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

Насколько известно авторам, отечественные вузы на сегодняшний день не предлагают отдельных основных образовательных программ высшего образования, ориентированных исключительно на арктическое судостроение. В то же время обучение соответствующим профильным дисциплинам может осуществляться при реализации традиционных образовательных программ по общему кораблестроению, т.е. являться сопутствующим. Например, в СПбГМТУ в программу очной магистратуры «Проектирование, конструкция и техническая эксплуатация судов и объектов океанотехники» входят дисциплины «Морская ледотехника», «Конструкция судов ледового плавания», «Проектирование ледоколов и судов ледового плавания» / «Ледовая навигация» (по выбору) [1]. При этом суммарная трудоёмкость «ледовых» дисциплин составляет 324 акад. часа (в том числе аудиторных занятий – 144 акад. часа, при соотношении лекций и практик – 1:1), что формально не превышает 15% объёма блока «Дисциплины» (данную оценку можно считать весьма условной, так как аспекты, касающиеся создания судов ледового плавания, как правило, рассматриваются и в других дисциплинах программы). Кроме того, в СПбГМТУ на протяжении нескольких лет организуются и проводятся полноценные обучающие курсы по арктическому судостроению для отраслевых специалистов, преимущественно иностранных. Среди дополнительных образовательных программ следует выделить программу профессиональной переподготовки «Проектирование судов ледового плавания и испытание моделей судов в ледовом бассейне» объёмом 254 акад. часа, предлагаемую в НГТУ им. Р.Е. Алексеева [2]. Активную и значимую деятельность в указанном направлении ведёт РМРС, являющийся признанным мировым лидером в области разработки нормативной базы и классификации судов ледового плавания. Регулярной практикой стали конференции и семинары, проходящие под эгидой РМРС и посвящённые актуальным вопросам совершенствования и применения требований к судам ледовых классов и ледоколам [3]. В соответствии с заявленной приоритетной задачей данные мероприятия формируют, прежде всего, информационно-дискуссионную площадку, предназначенную для прямого и открытого взаимодействия между классификационным обществом и представителями отрасли, и поэтому не носят системный и последовательный образовательный характер.

Начиная с середины 2000-х годов, происходит интенсивное развитие и внедрение цифровых образовательных технологий, основанных на использовании компонентов электронной информационно-образовательной среды и позволяющих при реализации образовательных программ осуществить переход к полному или частичному электронному обучению (т.н. «e-learning»). Применительно к рассматриваемой предметной области – арктическому судостроению – переход к полному электронному обучению представляется, по мнению авторов, в ближайшей перспективе маловероятным и в целом неоправданным вследствие её относительно узкой специализации и преобладания в ней довольно сложной инженерно-технической составляющей, что требует непосредственного участия преподавателя в образовательном процессе. Однако, значительные (и продолжающие увеличиваться) объём и скорость информационного потока, характерные для современной образовательной среды, в любом случае обуславливают необходимость использования

электронных образовательных и информационных ресурсов как при контактном, так и при дистанционном обучении.

Устойчивая идея разработать информационную систему поддержки обучения проектированию и конструкции судов ледового плавания появилась осенью 2016 года в ходе проведения одним из авторов лекционных и практических занятий по дисциплине «Конструкция судов ледового плавания» для магистрантов СПбГМТУ. Оказалось, что представление даже минимального объема учебного материала в самом тривиальном электронном виде позволяет заметным образом повысить уровень восприятия информации студентами и качество обратной связи с ними, что закономерно способствует росту общей эффективности учебных занятий при сохранении апробированной традиционной формы их организации. На начальном этапе в виде электронных презентаций на русском языке были подготовлены материалы к лекциям, тематика которых целиком соответствовала содержанию дисциплины «Конструкция судов ледового плавания», определенному в её рабочей программе. В дальнейшем спектр рассматриваемых задач был расширен за пределы указанной дисциплины и стал дополнительно охватывать актуальные теоретические и прикладные вопросы проектирования судов ледового плавания, ледовой прочности, ледовой ходкости, морской ледотехники. В 2018 году была опубликована первая версия информационной системы поддержки обучения проектированию и конструкции судов ледового плавания, получившая название «PIXEL» [4]. Её разработка выполнялась авторами в инициативном порядке.

Система «PIXEL», созданная на языке программирования Object Pascal в интегрированной среде разработки Borland Delphi 7, имеет гибкую модульную структуру и графический пользовательский интерфейс (см. рис. 1). Она объединяет на единой автоматизированной платформе электронные образовательные и информационные ресурсы, которые непосредственно могут использоваться при обучении проектированию и конструкции судов ледового плавания. Контент и интерфейс программного продукта полностью разработаны на английском языке, что в условиях глобализации образовательной деятельности можно отнести к очевидным преимуществам.

Центральными элементами системы являются образовательные блоки. Они содержат подготовленные в структурированном и унифицированном виде презентационные материалы и классифицируются по уровню сложности на три обучающих курса – «Basic Course», «Intermediate Course» и «Proficient Course». Базовый курс рекомендуется использовать при реализации основных образовательных программ высшего образования для студентов и аспирантов, обучающихся по общему кораблестроительному направлению, а профессиональный курс – при реализации дополнительных образовательных программ для специалистов, занятых в судостроительной отрасли. Промежуточный курс может быть ориентирован на обе целевые категории слушателей. Каждый из указанных курсов состоит из 12 тем (всего – 36 тем):

- A01 – Ice Operation; A02 – Ice Qualities; A03 – Ice Classification; A04 – Attainable Speed; A05 – Form Specifics; A06 – Structure Specifics; A07 – Framing Systems; A08 – Strengthening Scope; A09 – Regulatory Loads; A10 – Parametric Design; A11 – Rules Evolution; A12 – Safety Regulation;

- B01 – Ice Properties; B02 – Jamming & Nipping; B03 – Ice Damages; B04 – Ship Icing; B05 – Winterization Mark; B06 – Structural Material; B07 – Structural Nodes; B08 – Plate Structures; B09 – Carriers Hull; B10 – Material Consumption; B11 – Propulsion System; B12 – Ice Performance;

- C01 – Design Background; C02 – As-Built Strength; C03 – Mechanical Interaction; C04 – Local Loads; C05 – Global Loads; C06 – DCM Application; C07 – Probabilistic

Simulation; C08 – Ice Strength; C09 – Strength Trials; C10 – Kinematic Parameters; C11 – FSA Concept; C12 – Risk-Based Design.

Кроме образовательных блоков, система предусматривает ряд информационных блоков, предназначенных, прежде всего, для поддержки практических занятий и самостоятельной работы обучающихся, – «Regulatory» и «Graphic». В настоящее время продолжается разработка трёх дополнительных информационных блоков – «Glossary», «Assessment» и «Database».



Рисунок 1 – Графический пользовательский интерфейс системы «PIXEL»

ЛИТЕРАТУРА

1. Образование: [Электронный ресурс]. Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. URL: <https://www.smtu.ru/ru/listeduprog/>. (Дата обращения: 08.10.2019).
2. Транспорт: [Электронный ресурс]. Институт переподготовки специалистов Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева. URL: <https://ips.nntu.ru/content/npravleniya-obucheniya/transport/>. (Дата обращения: 08.10.2019).
3. Новости: [Электронный ресурс]. Российский морской регистр судоходства. URL: <https://rs-class.org/news/>. (Дата обращения: 08.10.2019).
4. Якимов В.В. Электронный компендиум по проектированию и конструкции судов ледового плавания и ледоколов. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018617333 от 21.06.2018.

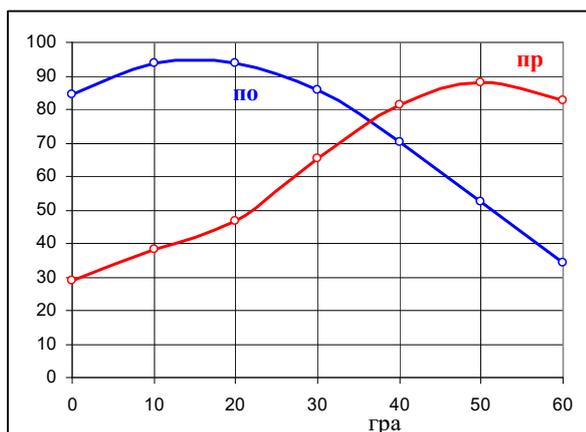


Рис. 2 - Эффективность усиления от угла наклона полос для двух систем набора

Самый важный аспект наружных усиления – увеличение прочности корпуса. В докладе представлены результаты анализа предельной прочности по расчетной схеме ортотропной пластины, модифицированной для случая наклонных полос. Они показывают, что наклонное расположение подкреплений обеспечивает увеличение прочности по сравнению с горизонтальным, что особенно заметно для участков перекрытий с продольной системой основного набора. Рост прочности наблюдается до углов наклона в 10-20 градусов для участков перекрытий с поперечной системой набора. Для участков

перекрытий с продольной системой оптимальными являются углы наклона порядка 50 градусов, установка усиления с меньшими углами наклона не целесообразна.

Другой важной особенностью является способность НЛУ снижать уровень ледовых давлений на обшивку за счет перераспределения эпюры давлений в зоне контакта. Этот вопрос рассмотрен в работе автора (совместно с Кулешом В.А.), принятой к публикации в научно-техническом сборнике Регистра, в которой обоснованы два подхода, дающие схожие результаты расчетов. В этой работе показано, что установка наружных усиления позволяет снизить износ обшивки на 10-30%. На практике качественное и количественное подтверждение теоретических выкладок получено по результатам обобщения десятилетнего опыта эксплуатации в ледовых условиях судна «Залив Радуга» с наружными усилениями, описанными в другой статье авторов. Получены следующие основные выводы:

1. наружные полосы имеют износы, и соответственно скорости износа, в 3 раза больше, чем наружная обшивка;
2. скорости износов наружных полос превышают нормативные значения среднегодовых уменьшений толщин по Правилам до 1,5 раз - это подтверждает, что наружные полосы берут на себя значительную долю износа и эффективны с позиции защиты обшивки от износа;
3. средние скорости износа листов обшивки, подкрепленных НЛУ, ниже регламентированных Регистром до 2 раз.

Таким образом, наружные ледовые усиления в виде приварных полос являются эффективным мероприятием по повышению ледовых качеств и долговечности иностранных судов, принимаемых в состав российского флота.

Анализ показывает, что наружные полосы как выступающие части могут оказывать следующие действия:

- вызывать концентрацию напряжений в льдине, инициируя трещины и способствуя разрушениям;
- улучшать сцепление борта судна со льдом, тем самым способствуя надлому, повороту и притапливанию обломков льда.

Таким образом, наружные ледовые усиления способны снизить сопротивление, увеличить скорость и эффективность продвижения судна в битых льдах.

Литература

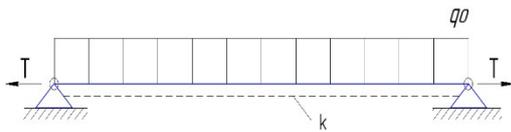
1. Каленчук С.В., Казаков Е.В., Котлярова И.А., Сидоренко И.С. Повышение ледовых качеств реклассифицированных судов. Вологдинские чтения, №71, ДВГТУ, Владивосток, 2008, с. 119-123.
2. Кулеш В.А., Огай С.А., Пец Н.Г. Проект ледовых усиления сухогрузного судна. Морские интеллектуальные технологии. № 3 (37). Т.2. СПб, 2017, с. 64-70.

ИТЕРАЦИОННЫЕ АЛГОРИТМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ БАЛОК НА СПЛОШНОМ УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

А.И. ФРУМЕН, СПБГМТУ

Развитие вычислительной техники и программного обеспечения послужило мощной основой для широкого внедрения в практику численных методов расчетов, в частности, метода конечных элементов [1, 2]. Незаслуженно отодвинутые на задний план итерационные алгоритмы в последние годы обретали второе дыхание [3, 4], что связано также с развитием их программного обеспечения и появлением, например, таких систем, как: MachLab (подсистема Simulink), VisSim и ряда других.

В данной работе дифференциальное уравнение сложного изгиба балки на сплошном упругом основании (1) было преобразовано в интегральное уравнение (2) и с помощью графического программирования итерационного процесса (рис. 2) решено. Полученные результаты хорошо согласуются с аналитическими методами [5, 6].



$$w^{IV}(x) = \frac{T}{EI} w''(x) + \frac{q}{EI} - \frac{k}{EI} w \quad (1)$$

Рис.1. Расчетная схема балки и дифференциальное уравнение ее изгиба.

$$w(x) = wa + \theta a x + \frac{Ma}{2EI} x^2 + \frac{Na}{6EI} x^3 + q \frac{x^4}{24EI} + \iint_{xa}^x Tw dx dx - \int \iiint_{xa}^x kw dx dx dx dx \quad (2)$$

Проведены исследования влияния параметра $u = \frac{L^4}{2} \sqrt{\frac{k}{4EI}}$ на сходимость и точность получаемых результатов, а также влияние величины осевой силы на прогиб балки (рис. 3).

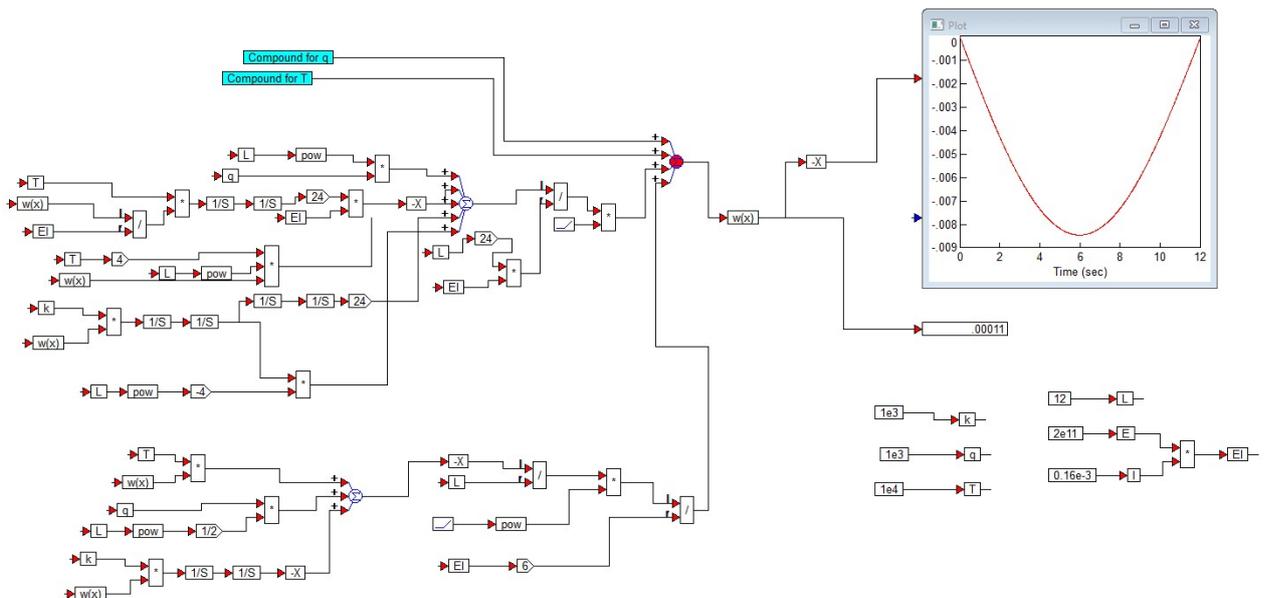


Рис.2. Блок-схема итерационного алгоритма в программе VisSim.

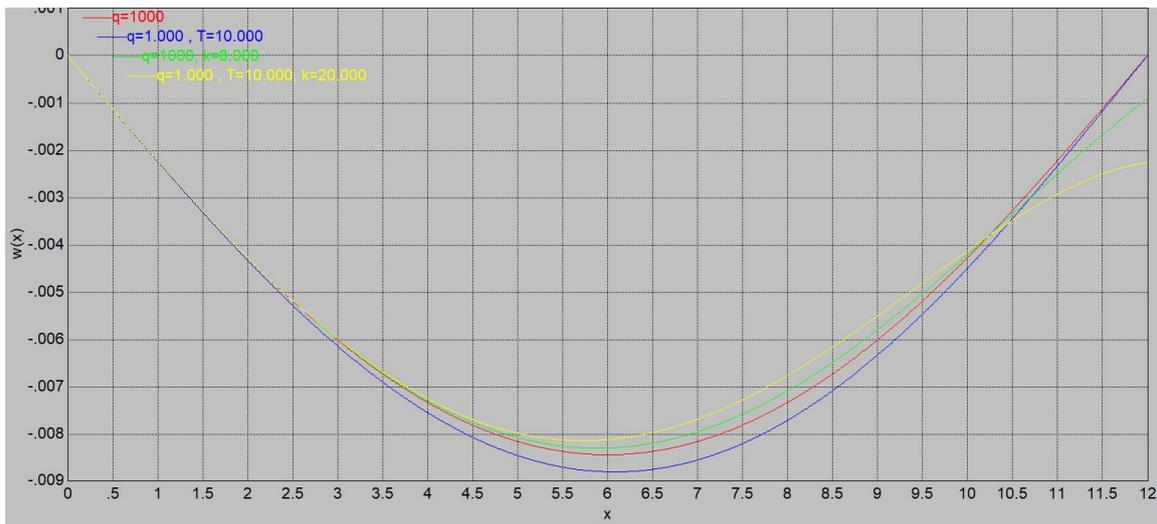


Рис.3. Влияние величины осевой силы на прогиб балки.

В заключение отметим, что применение итерационного алгоритма для решения нелинейных задач строительной механики, особенно с использованием системы графического программирования (например - VisSim), позволяет легко исследовать поведение конструкций как с переменным поперечным сечением, так и с переменной жёсткостью упругого основания при различных комбинированных нагрузках.

Литература

1. Родионов А.А., Коршунов В.А. Введение в метод конечных элементов: уч. пособие. СПб, СПбГМТУ, 2016, 60с.
2. Численное исследование движителей с гребными винтами-танDEM в насадке. Ачкинадзе А.Ш., Бородай И.К., Орлов О.П., Родионов А.А., Яковлев А.Ю. Труды КГНЦ №4 (386), СПб, 2018, с. 50-55.
3. Колесов Ю.Б., Сениченков Ю.Б. Моделирование систем. Динамические и гибридные системы: уч. пособие. СПб. БХВ-Петербург, 2006, 226с.
4. Колесов Ю.Б., Сениченков Ю.Б. Моделирование систем. Объектно-ориентированный подход: уч. пособие. СПб. БХВ-Петербург, 2006, 192с.
5. Строительная механика корабля и теория упругости: учебник в 2-х томах. Постнов В.А., Суслов В.П., Ростовцев Д.М., Кочанов Ю.П. Т. 1-2. Л., Судостроение, 1987.
6. Родионов А.А. Строительная механика корабля. СПб. СПбГМТУ, 2013, 162 с.

О СОЗДАНИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ПРОЧНОСТИ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ ОБЪЕКТОВ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ, ЭКСПЛУАТИРУЮЩИХСЯ НА ПРЕДЕЛЬНЫХ ГЛУБИНАХ МИРОВОГО ОКЕАНА

В.С. БАЛДЫЧЕВ, Д.В. ЛИНЁВ, В.В. ОСИПЕНКО, Г.А. ТУМАШИК
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

К настоящему времени проблема создания автономных обитаемых подводных технических средств для исследования предельных глубин Мирового океана приобретает все большую актуальность. Известные погружения акванавтов на дно Марианской впадины – Ж. Пикара и Д. Уолша в 1960 г., Д. Камерона в 2012 г. и В. Весково в 2019 г. – характеризуются кратковременным пребыванием исследователей на максимальной глубине. Достаточно эффективные исследования больших глубин океана возможны с использованием обитаемых подводных аппаратов другого класса, отличающихся гораздо большей автономностью от специально изготовленных для вышеуказанных погружений.

Мировая практика эксплуатации автономных ГА с глубинами погружения до 6-7 км подтверждает их принципиальную пригодность к выполнению исследовательских операций с учетом автономности ГА на уровне 48–72 часов и нахождения на борту 2-3 акванавтов, размещенных в прочном сферическом корпусе с внутренним диаметром 2100 мм.

Важнейшим условием, подтверждающим достаточную эксплуатационную надежность обитаемых ГА, является соблюдение требования классификационных обществ и, в частности, Российского морского регистра судоходства, предписывающего проведение испытаний штатных прочных конструкций ГА внешним давлением, превышающим максимальное рабочее на определенный коэффициент. До последнего времени реализация указанного требования не являлась камнем преткновения, поскольку создатели ГА располагали соответствующим испытательным оборудованием, например, док-камерой ДК-600 Крыловского государственного научного центра, способной обеспечить проведение гидравлических испытаний внешним давлением до 100 МПа. Внутренний диаметр док-камеры – 3200 мм, длина рабочего пространства – 9,5 м.

Перспектива создания исследовательских ГА с глубиной погружения до 11,5 км поставила перед специалистами заинтересованных предприятий сложную задачу в части проведения сдаточных испытаний прочного корпуса и других прочных модулей указанных ГА на прочность и герметичность. И решения здесь два. Первое – построить новую док-камеру с внутренним диаметром 3 м и максимальным рабочим давлением около 140 МПа. В этом случае потребуются огромное финансирование, разработка уникального проекта стенда с док-камерой, подготовка производства для изготовления многотонных кованных заготовок для элементов док-камеры и их механической обработки (данные работы выходят за пределы возможностей современных металлургических и машиностроительных заводов), приобретение импортных насосов и, наконец, длительные работы по монтажу и вводу в строй не имеющего аналогов испытательного оборудования.

Второе решение – модернизация стенда с ныне действующей и самой мощной в мире док-камерой ДК-600 путем использования в ее рабочем пространстве специально изготовленной промежуточной прочной капсулы, в которую помещают штатный прочный корпус ГА, предназначенного для эксплуатации на глубинах до 11,5 км.

В этом случае внутри прочной капсулы можно создать давление 135–140 МПа, при наличии гидравлического давления внутри док-камеры на уровне 85–90 МПа. Тем

самым, промежуточная капсула должна выдерживать (с необходимым запасом) внутреннее давление в 50 МПа, что принципиально достижимо, если изготовить капсулу из стали с пределом текучести 800 МПа.

Подобная идея достаточно давно предложена В.М. Рябовым, однако ее детальная разработка, направленная на практическую реализацию способа проведения прочностных испытаний и проверки герметичности объектов подводной техники с глубиной погружения 11,5 км, выполнена авторами настоящего доклада. На данное техническое решение получен патент РФ № 2704563 от 29.10.2019 г. – рисунок 1.

Способ испытаний осуществляется с помощью предлагаемого устройства следующим образом.

Открытую нижнюю часть промежуточной прочной капсулы 1 устанавливают на опорное основание 7 внутри док-камеры 3, подготовленный к испытаниям объект 2 размещают в полости капсулы, в которую, при необходимости, также вводят практически несжимаемые тела 17. Причем вводят их в таком объеме, чтобы максимальный объем вводимой после этого жидкости до начала подъема в ней давления не превышал определенного значения (что исключит перегрузку док-камеры в случае разгерметизации капсулы). Данный объем определяется по специально выведенной формуле. После чего, герметично закрыв капсулу верхней ее частью 10 с замковым устройством 8 и ее проем 12 крышкой 11, подсоединяют к разъемам (на рисунке не показаны) трубопровод 16 для подачи в ее полость жидкости и линии связи 18, соединяющие измерительные средства и датчики потери герметичности (на рисунке не показаны) на испытуемом объекте 2 с регистрирующей аппаратурой 19. Затем капсулу полностью заполняют жидкостью. Далее, предварительно подсоединив линии связи 18 на крышке док-камеры 4 к кабельным разъемам (на рисунке не показаны) док-камеры и трубопроводы 16 и 15, связанные с источниками высокого давления 14, 13 для подачи жидкости соответственно в полости капсулы и док-камеры, герметично закрывают крышкой док-камеры. После этого подсоединяют к ее разъемам (на рисунке не показаны) линии связи 18, соединенные с регистрирующей аппаратурой 19, и в герметично закрытые капсулу и док-камеру закачивают по трубопроводам 16 и 15 жидкость, повышая в них гидростатическое давление. Причем повышение давления осуществляется так, чтобы давление в капсуле было равно или больше, чем действующее на нее внешнее давление в док-камере. Затем, доведя гидростатическое давление в док-камере до расчетного значения, потом повышают гидростатическое давление в полости капсулы с испытуемым объектом до требуемого значения $P_{исп}$. При этом на заранее выбранных ступенях подъема давления регистрируют параметры напряженно-деформированного состояния объекта и показания датчиков (на рисунке не показаны), фиксирующих возможное нарушение герметичности испытуемого объекта. Сброс давления в капсуле и док-камере осуществляют так, чтобы в процессе сброса давление в капсуле было больше или равно давлению в док-камере.

Представленные в докладе способ и устройство для испытаний подводной техники сверхвысоким внешним гидростатическим давлением до 135–140 МПа позволит обеспечить сдаточные испытания штатных корпусов ГА с внешним поперечным диаметром до 2400 мм и длиной до 5 м.

Предварительные проработки показывают, что проектирование капсулы, ее изготовление, монтаж и аттестацию стенда ДК-600 при работе с промежуточной капсулой в современных российских условиях можно осуществить за 3–3,5 года.

Способ проведения прочностных испытаний и проверки герметичности глубоководного технического объекта, предназначенного для эксплуатации на глубинах до 11,5 км, внешним гидростатическим давлением и устройство для его осуществления.

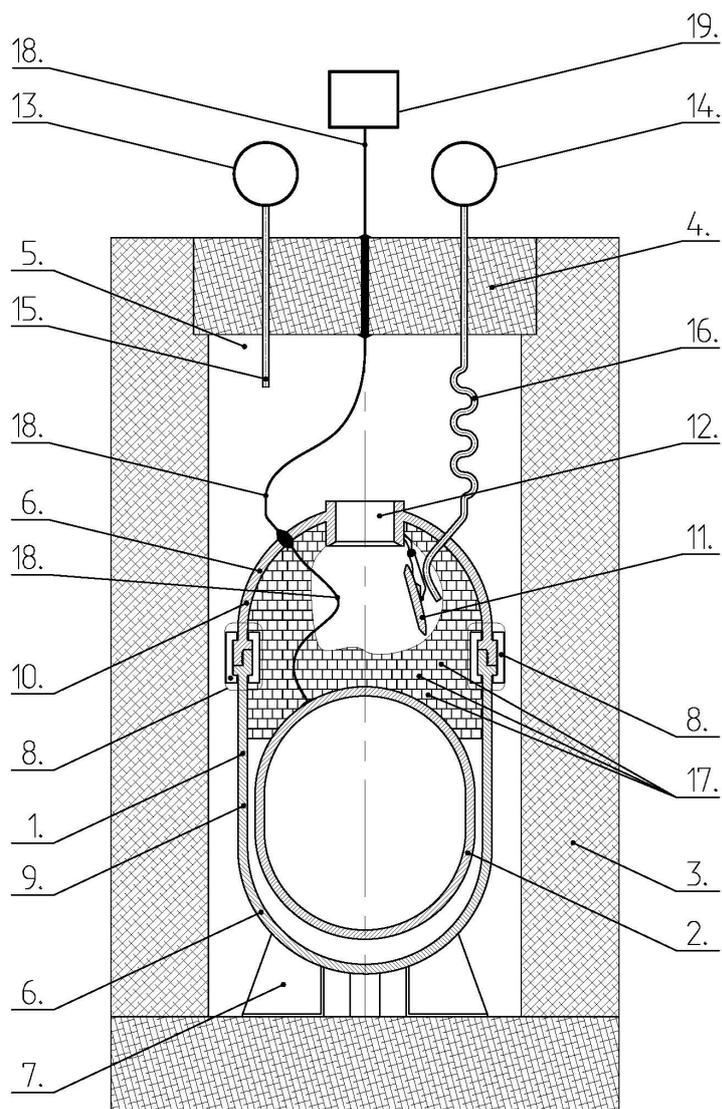


Рисунок 1

- | | |
|--|--|
| 1 – промежуточная прочная капсула
($\varnothing_{\text{нар}} \approx 3100$ мм) | 18 – линии связи с измерительной аппаратурой |
| 2 – испытываемый объект ($\varnothing_{\text{нар}} \leq 2400$ мм) | 19 – измерительная аппаратура |
| 3 – корпус док-камеры (ДК-600) | |
| 4 – герметичная крышка док-камеры | |
| 5 – рабочий проем док-камеры | |
| 6 – торцевые сферические части капсулы | |
| 7 – опорное основание капсулы | |
| 8 – герметичное замковое устройство капсулы | |
| 9 – цилиндрическая часть капсулы | |
| 10 – верхняя съемная часть капсулы | |
| 11 – герметичная крышка технологического проема капсулы | |
| 12 – технологический проем капсулы | |
| 13 – источник высокого давления для подачи рабочей жидкости в док-камеру | |
| 14 – источник высокого давления для подачи рабочей жидкости в капсулу | |
| 15 – трубопровод от насоса в док-камеру | |
| 16 – трубопровод от насоса в капсулу | |
| 17 – практически несжимаемые тела | |

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ РАЗЪЕМНОГО УЗЛА СОЕДИНЕНИЯ КОРПУСА И КРЫШКИ КАПСУЛЫ ГИДРОБАРИЧЕСКОГО СТЕНДА

Д.В. ЛИНЁВ, Д.Ю. ШАЛАЕВ, К.И. ЮРГЕЛЯ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

В 2019 году специалистами ФГУП «Крыловский государственный научный центр» начата конструктивная проработка технологической оснастки для проведения прочностных испытаний и проверки герметичности сверхглубоководного технического объекта, представляющей собой специальную вкладную капсулу для наземного гидробарического стенда ДК-600 (далее – Капсула). В основу проработок лег патент РФ на изобретение № 2704563 от 29.10.2019 г.

Одной из наиболее важных из решаемых на данном этапе задач является разработка узла разъемного соединения элементов Капсулы в обеспечение возможности загрузки испытываемого объекта в Капсулу и его последующей выгрузки. В рамках предварительной проработки в качестве принципиального варианта использовалась концепция фланцеобразного соединения двух частей Капсулы (верхней и нижней), как показано на Рисунке 1. Вследствие налагаемых ограничений по наружному диаметру D_1 (определяемому размерами камеры стенда ДК-600) и внутреннему диаметру D_2 (определяемому габаритами испытываемого объекта), по результатам уточненного осесимметричного численного расчета (Рисунок 1) стало очевидно, что для достижения необходимой прочности и надежности разъемного узла соединения частей Капсулы необходима его существенная переработка.

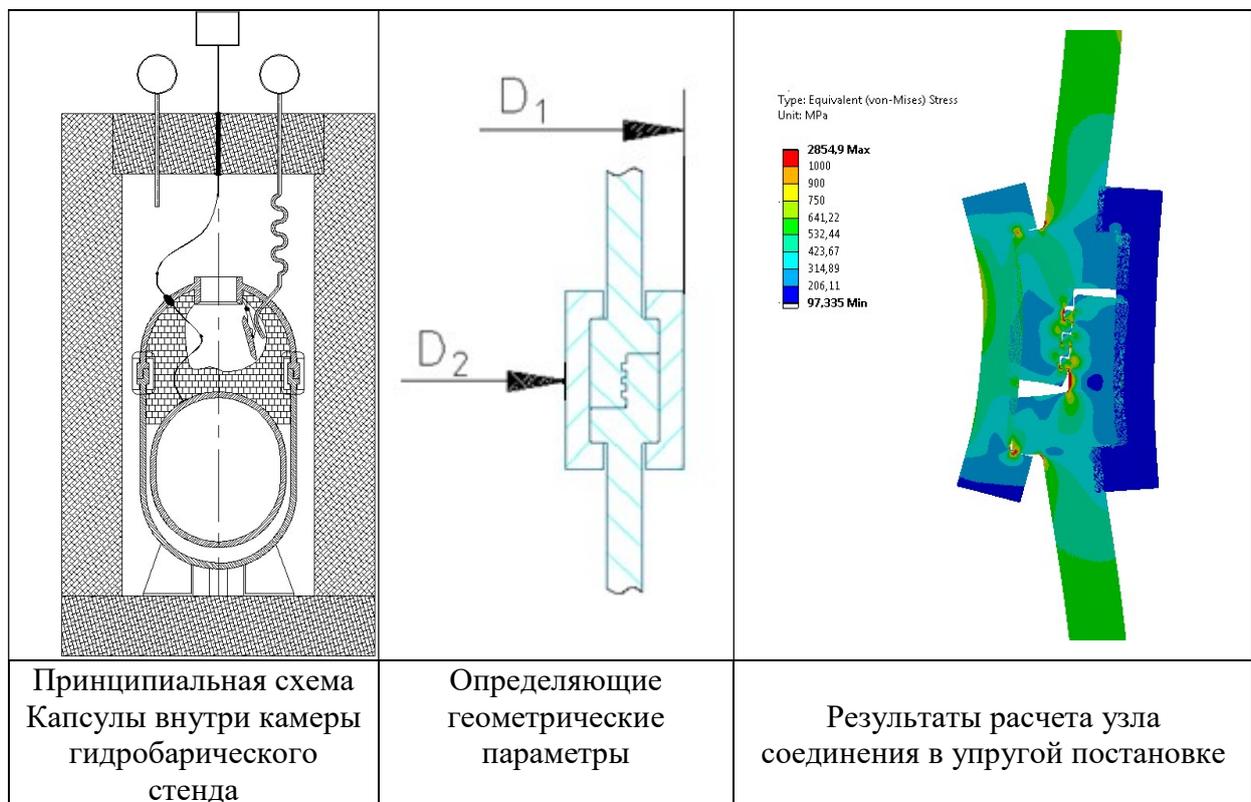


Рисунок 1 – Предварительная концепция разъемного соединения частей Капсулы

Для обеспечения решения задачи по выбору наиболее рационального конструктивного оформления узла соединения крышки и корпуса Капсулы потребовалось сформулировать ряд требований, предъявляемые к этому узлу:

- Конструкция должна обладать необходимой прочностью и надежностью в течение всего предполагаемого срока эксплуатации;
- Конструкция должна обеспечивать герметичное соединение в условиях максимального эксплуатационного внутреннего давления;
- Конструкция должна быть относительно быстроразъемной (не иметь сварных соединений) и обеспечивать многократное использование;
- Конструкция должна иметь размеры, ограниченные заданными габаритными размерами камеры ДК-600 (D_1) и испытываемого объекта (D_2).

С учетом сформулированных требований были предложены и проработаны три варианта конструкции съемной крышки и узла её крепления к корпусу Капсулы. Принципиальные схемы рассмотренных вариантов представлены на Рисунке 2.1 и 2.2.

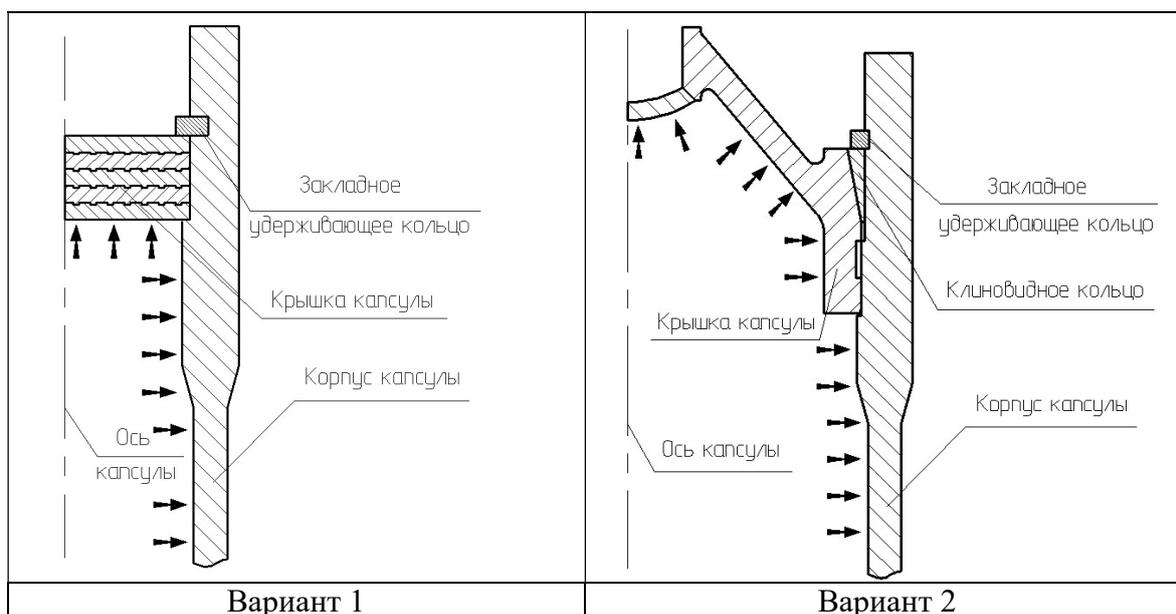


Рисунок 2.1 Принципиальные варианты конструкции разъемного соединения Капсулы

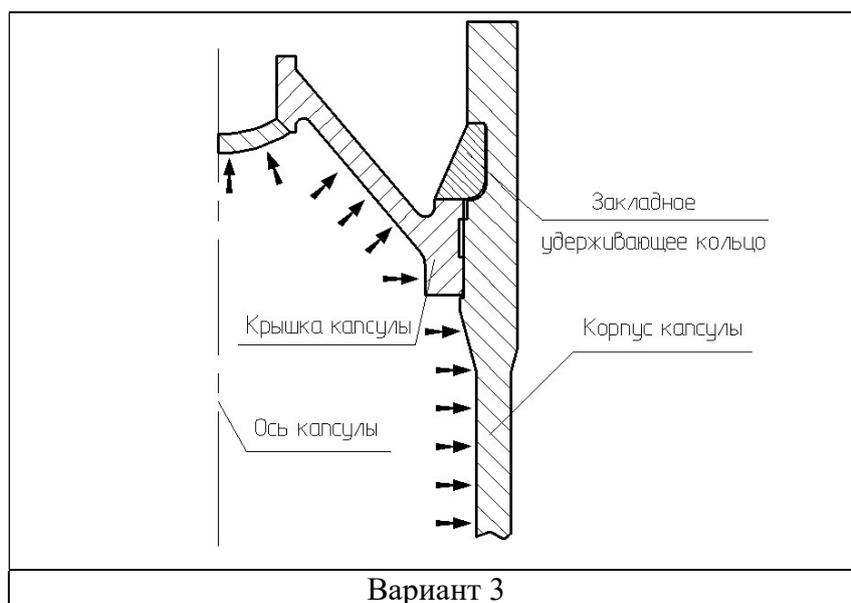


Рисунок 2.2 Принципиальные варианты конструкции разъемного соединения Капсулы

У каждого из вариантов конструктивного оформления в процессе предварительных расчётов были выявлены положительные и отрицательные стороны.

Плоская крышка по варианту 1 представляет собой конструкцию, состоящую из нескольких элементов листового проката, что, в отличие от остальных вариантов, является относительно простым в технологическом плане вариантом исполнения. Однако такая крышка, составленная из нескольких стальных листов толщиной около 100 мм каждый, оказывается чрезмерно тяжелой, что серьезно затрудняет операции по ее открытию и закрытию. Кроме того, более сложной оказывается и задача реализации герметичности узла соединения подобной плоской крышки и корпуса Капсулы.

Конструкция по варианту 2 технологически сложнее, однако она позволяет реализовать более надежное с точки зрения герметичности соединение элементов. Конусообразная крышка с люком в центральной части предпочтительнее, чем ранее рассмотренная плоская, т. к. материал в данном случае работает эффективнее. Введение в конструкцию клиновидного кольца обеспечивает передачу части осевых усилий с крышки радиально на корпус Капсулы, а оставшаяся часть воспринимается закладным удерживающим кольцом. Однако, детальное рассмотрение данного варианта показало (на основе имеющегося опыта проведения испытаний объектов на сверхвысокие давления), что имеется существенный риск взаимного заклинивания фиксирующих крышку элементов, что может привести к невозможности ее отсоединения от корпуса Капсулы после первого же испытания на предполагаемые нагрузки.

Конструкция по варианту 3 является более простой в изготовлении, чем по варианту 2, сохраняя при этом преимущества последней в плане надежности и герметичности узла соединения. В то же время, отказ от клиновидного кольца приводит к тому, что вся осевая нагрузка от внутреннего давления передается на корпус Капсулы через закладное удерживающее кольцо. Это диктует необходимость в увеличении размеров удерживающего кольца и оптимизации формы выреза под него в корпусе Капсулы.

Авторами был выполнен ряд дополнительных оптимизационных расчётов, результаты которых позволили считать вариант № 3 наиболее рациональным в рамках тех проектировочных задач и ограничений, которые были сформулированы выше. Дальнейшая техническая проработка и проектирование конструкций Капсулы будет, по всей видимости, опираться именно на этот вариант.

Список литературы:

1. Патент РФ на изобретение № 2704563 от 29.10.2019 г.

РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРА МЕЖДУ ПОДКРЕПЛЯЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ И ОБОЛОЧКОЙ НА ЕЁ НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВНЕШНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Д.В. ЛИНЁВ

ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Рассматриваемая оболочка представляет собой цилиндр, ограниченный по торцам торосферическими доньшками (Рис.1). Доньшки выполняются с необходимым запасом прочности и не являются предметом рассмотрения настоящего исследования.

Особенностями данной конструкции являются: заданные ограничения по массе; конструктивные ограничения по размерам колец и толщине оболочки; технологические ограничения, связанные с потенциальным изготовлением конструкции.

Конструктивными ограничениями рассматриваемой оболочки являются:

- наружный диаметр – 3100 мм;
- суммарная толщина оболочки и кольца – не более 300 мм.

Технологические ограничения связаны с тем, что рассматриваемая конструкция работает как в условиях как внутреннего давления, так и внешнего. Необходимость в подкрепляющих кольцах возникает в случае воздействия внешнего давления, когда несущая способность цилиндра определяется не столько прочностью, сколько устойчивостью оболочки.

Подкрепляющие кольца не привариваются к цилиндрической части оболочки по следующим причинам:

- высокая трудоемкость выполнения сварных соединений;
- отсутствие необходимости обеспечения совместной работы оболочки с кольцами при основном режиме эксплуатации сосуда – под внутренним давлением;
- возможность применения для колец другого материала с более высокими механическими свойствами, т.к. к нему не предъявляются требования по свариваемости.

Наряду с положительными сторонами применения для колец более прочного материала, существуют и отрицательные – в частности, необходимость соблюдения минимального зазора в процессе изготовления, а также необходимость назначения габаритов колец и величины зазора только на основании расчётных оценок (ввиду отсутствия возможности проведения соответствующих экспериментальных исследований).

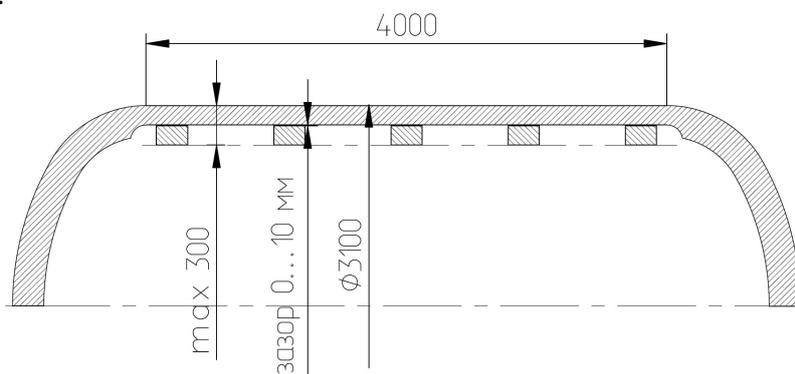


Рис. 1

В ходе работы были выполнены расчёты по определению несущей способности оболочки при внешнем воздействии для ряда толщин обшивки и подкрепляющих колец с учетом изменения величины зазора от 0 до 10 мм. Для ряда толщин оболочек, наличие колец повышает несущую способность до 20% по сравнению с неподкрепленной оболочкой такой же толщины.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭ-КОНТРОЛЯ СВАРНЫХ УЗЛОВ КОНСТРУКЦИЙ МОРСКОЙ ТЕХНИКИ НЕПОСРЕДСТВЕННО В ПРОЦЕССЕ СВАРКИ

Н.А. КАЗАКОВ, Е.Ю. НЕФЕДЬЕВ, В.А. СУЛЬЖЕНКО, А.В. ЯКОВЛЕВ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Акустико-эмиссионный (АЭ) контроль качества сварных швов в реальном времени их выполнения основан на регистрации и анализе акустических волн (сигналов АЭ), которые генерируются сварочными дефектами при изменении напряженно-деформированного состояния объекта контроля в процессе остывания металла сварочной ванны.

АЭ-контроль осуществляется путем выявления в сварных швах локализованных АЭ-источников (потенциальных дефектов структуры материала), определения их местоположения и классификации по степени опасности. В соответствии со степенью опасности АЭ-источников оценивается качество выполненных сварочных проходов.

Конечным результатом АЭ-контроля является критериальный анализ зарегистрированной информации, на основании которого принимается решение о допустимости/недопустимости дефектов, выявляемых в процессе сварки. Методология ФГУП «Крыловский ГНЦ» по оценке качества сварного шва основана на поэтапном анализе информации с целью установления класса опасности зарегистрированных АЭ-источников.

На первом этапе для каждого из событий АЭ вычисляется параметр «Степень опасности события» D [1,2], который формируется с использованием аппарата «нечеткой логики» в результате совокупной оценки 3-х параметров импульса: пиковой амплитуды, параметра волновой формы и частотного параметра. Этот комплексный параметр отражает степень приближения информативных параметров импульса к параметрам наиболее опасного сигнала АЭ, генерируемого ростом трещины.

Параметр D формируется для каждого импульса, зарегистрированного аппаратурой в реальном времени контроля, и используется при обработке информации для фильтрации помех различного рода, сопровождающих процесс сварки.

На следующем этапе обработки для всех событий АЭ, зарегистрированных при выполнении сварочного прохода и прошедших отбраковку по параметру D , выполняется вычисление их линейной координаты вдоль линии шва и кластерный анализ событий по этой координате. В результате для выявленных локационных кластеров определяется параметр «Опасность кластера» S .

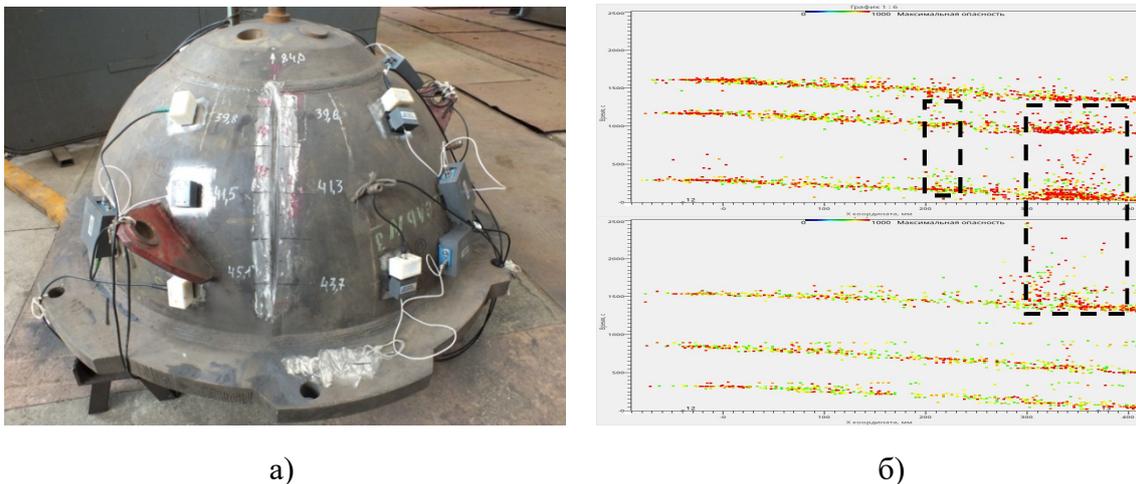
Одним из необходимых критериальных признаков наличия недопустимого развивающегося дефекта является активное излучение сигналов АЭ в локальном месте сварного шва после его прохождения сварочной дугой, т.е. на стадии остывания металла сварочной ванны. Поэтому важным признаком опасности источника АЭ являются временные характеристики зарегистрированных кластеров.

При выполнении работ по договору с НИЦ «Курчатовский институт» - ЦНИИ КМ «Прометей» в рамках ОКР «Комплекс-Т» проведен комплекс исследований в обеспечение разработки технологии АЭ-контроля качества изготовления ответственных сварных узлов корпусных конструкций непосредственно в процессе сварки при строительстве изделий морской техники. Исследования проведены при изготовлении сварных проб, а также при выполнении сварного шва в составе полномасштабной модели.

В этой работе было предложено для каждого локационного кластера АЭ вычислять параметр «Индикатор класса опасности» J , который является обобщенной

характеристикой источника АЭ и учитывает, в том числе, его временные характеристики. Параметр J формируется с использованием аппарата «нечеткой логики» в результате совокупной оценки 4-х параметров выявленного источника АЭ: N – число событий АЭ в кластере; S – опасность кластера; T – длительность излучения источника АЭ и K – коэффициент асимметрии распределения событий АЭ во времени.

В качестве примера на рисунке 1 представлены результаты анализа информации при выполнении эксперимента на полномасштабной полусферической обечайке, где для отработки технологии в процессе проведения сварочных работ моделировались сварочные дефекты.



а) б)
Рисунок 1 – Фотография полусферической обечайки, подготовленной к АЭ-контролю (а) и координатно-временное распределение событий АЭ, зарегистрированных в процессе выполнения сварочных проходов (б)

В результате АЭ-контроля на 2-х участках сварного шва были выявлены источники АЭ, критериальные признаки которых свидетельствуют о наличии недопустимых, развивающихся сварочных дефектов.

После окончательного формирования сварного шва была проведена оценка качества его выполнения методом ультразвукового контроля. Кроме того, было выполнено поэтапное вскрытие сварного шва с контролем методом цветной дефектоскопии. Оба метода неразрушающего контроля подтвердили факт наличия недопустимых дефектов в местах сварного шва, указанных по результатам АЭ-контроля.

На основании анализа результатов, полученных при проведении комплекса экспериментальных исследований, был создан нормативный документ. Разработанная технология АЭ-контроля прошла апробацию в процессе контроля качества сварного шва корпусной конструкции в условиях стапельного производства АО «Адмиралтейские верфи».

Литература

1. Гуменюк В.А., Сульженко В.А., Казаков В.А., Яковлев А.В. Система классификации степени опасности источников акустической эмиссии и критерии экспресс-оценки состояния объектов на основе нечеткой логики // Контроль. Диагностика. 2003. №1. С.49-53,57.
2. Гуменюк В.А., Казаков Н.А., Сульженко В.А. Акустико-эмиссионный контроль процесса сварки объектов морской техники // В мире неразрушающего контроля. 2010. №4. С.24-29.

АЭ-МОНИТОРИНГ СВАРНЫХ ШВОВ В ПРОЦЕССЕ ИСПЫТАНИЙ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ТРУБЫ

А.В. ЯКОВЛЕВ, С.В. БАЛДЫЧЕВ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
Санкт-Петербург, Россия

В ФГУП «Крыловский государственный научный центр» проведены гидравлические испытания натурального образца одношовной сварной трубы, изготовленной с применением экспериментальной технологии сварки. Натуральный образец (см. рисунок 1) состоял из полноразмерной трубы длиной 12 метров, диаметром 1430 мм и толщиной стенки 30 мм, изготовленной из стали класса прочности К60. К торцам трубы, были приварены переходные кольца и заглушки (полусферические днища).

Гидравлические испытания были выполнены в два этапа: статические испытания на прочность и циклические испытания на базе 10000 циклов, до уровней 95% и 75% σ_T соответственно. Нагружение осуществлялось в сопровождении метода акустической эмиссии (АЭ), регламентируемого в соответствии с ПБ [1]. АЭ-контроль выполнялся с применением аппаратуры КАМС-Т разработки ФГУП «Крыловский научный центр» [2].

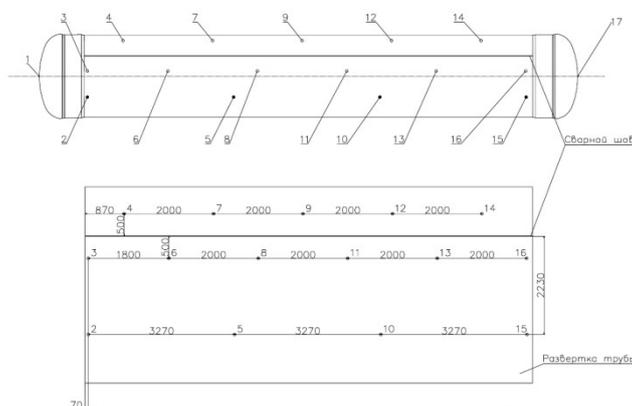


Рисунок 1 – Эскиз образца трубы и схема расстановки ПАЭ

Обработка и анализ АЭ-информации, зарегистрированной в процессе проведения всего комплекса гидравлических испытаний, показали, что в продольном шве образца трубы, который являлся основным объектом испытаний, недопустимые, развивающиеся дефекты отсутствуют. В то же время в сварных соединениях полусферических днищ в процессе испытаний были зарегистрированы источники АЭ, свидетельствующие о наличии дефектов, недопустимых по критериям АЭ. Уже на этапе статических гидравлических испытаний в районе стыкового сварного шва одного из днищ по критериям технологии MONPAC [1, 4] были зафиксированы источники АЭ, имеющие относительно высокий класс опасности (см. рисунок 2).

Мониторинг данного стыкового сварного шва в процессе последующих циклических испытаний подтвердил наличие источников АЭ в дефектном районе. При этом было установлено, что подавляющее большинство событий АЭ регистрировалось при малых и средних значениях давления цикла нагружения. Как было показано в работе [5] такие события АЭ генерируются при трении берегов усталостных трещин в крупногабаритных конструкциях. Наличие дефекта в этом районе также было подтверждено результатами ультразвукового контроля (УЗК). Несмотря на наличие недопустимого дефекта, рассматриваемый стыковой сварной шов циклические испытания до 10000 циклов выдержал без разрушения.

Похожая картина наблюдалась при статических испытаниях в районе шва приварки другого днища, в зоне 1700 — 2000 мм по координате X. Однако в процессе

циклических испытаний дефекты, выявленные на первом этапе, развивались по-разному.

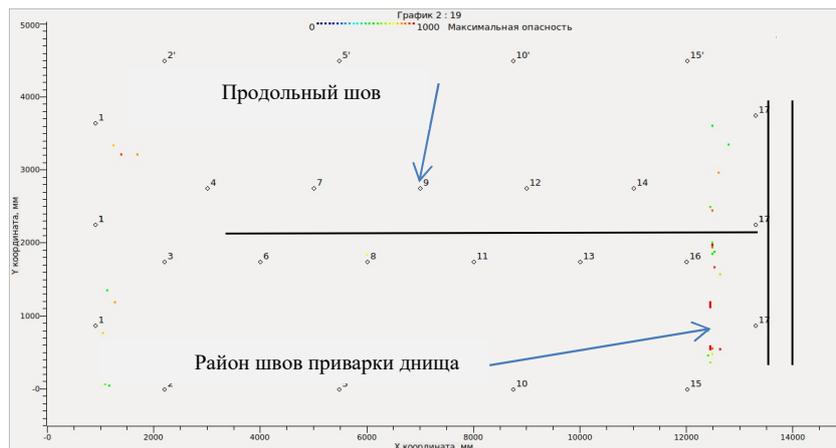


Рисунок 2 – Плоскостная локация источников АЭ

В таблице 1 приведены результаты кластерного анализа событий АЭ, зарегистрированных на всей протяженности образца на этапе циклических испытаний.

Таблица 1 – Результаты кластерного анализа событий АЭ

Количество циклов	Число событий	Опасность, усл. ед.	X, мм	Y, мм
0-5000	-	-	-	-
5000-7000	7	622	1734	3775
7000-8024	11	728	1729	3875
8025-8780	18	910	1649	1688
	8	769	1701	3801
8780-10000	-	-	-	-

Из таблицы следует, что на этапах нагружения до 5000 циклов опасные сигналы отсутствовали. На этапе от 5000 до 7000 циклов зафиксировано начало развития опасного дефекта в зоне 1700 — 2000 мм по координате X.

При количестве циклов, равном 8024, произошло локальное разрушение сварного шва. После исправления заваркой дефектного участка события АЭ в данной зоне при высоких давлениях продолжали регистрироваться вплоть до 8780 цикла, когда произошло повторное разрушение. После капитального ремонта шва приварки днища в районе с координатами $X = 1700-2000$ мм при высоких давлениях цикла источников АЭ зарегистрировано не было.

Результаты проведенных испытаний показали:

– цифровая обработка импульсов в широкой полосе частот, реализованная в аппаратуре КАЭМС-Т [2, 5], обеспечивает возможность эффективной фильтрации сигналов помех, присущих усталостным испытаниям, и позволяет выполнять оценку степени опасности источников АЭ в реальном времени;

– накопленный экспериментальный материал может быть использован при разработке методики циклических испытаний в сопровождении метода АЭ-контроля с целью выявления усталостных трещин.

Литература

1. ПБ 03-593-03 Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов
2. 50933-12. Описание типа СИ. Модули измерений и анализа информации аппаратуры акустико-эмиссионной специализированной промышленной КАЭМС-Т
3. РД ИМЯН.219-2009 Монтажные сварные соединения. Трубопроводы воздушных и газовых систем изделий 21. Акустико-эмиссионный контроль. Методика
4. T. J. Fowler, J. A. Blessing, P. J. Conlisk, T. L. Swanson. The MONPAC System. Journal of Acoustic Emission, Volume 8, Number 3
5. Гуменюк В.А., Иванов Ю.Г., Сульженко В.А., Яковлев А.В. Анализ сигналов АЭ от трения берегов полуэллиптической усталостной трещины. Техническая диагностика и неразрушающий контроль, 1989 г., № 3, с. 31-3

ВЛИЯНИЕ РАЗГРУЗКИ И ОТДЫХА НА ПОЛЗУЧЕСТЬ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

Э.Ю. МИХАЙЛОВ, В.И. НИГМАТУЛЛИН, О.Г. РЫБАКИНА, О.А. СТРОГОНОВА
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

1. В теории пластичности при одноосном нагружении два процесса – нагружение и разгрузка – различаются следующим образом: нагружение сопровождается дальнейшей пластической деформацией, разгрузка происходит чисто упруго. При сложном напряженном состоянии значительно труднее разграничить эти понятия – сложность физических процессов, происходящих при пластическом деформировании, и недостаточность экспериментальных данных не позволяют исчерпывающим образом ответить на этот вопрос. При рассмотрении упруго-пластического деформирования используется закон Герстнера [1], согласно которому при уменьшении нагрузки зависимость между напряжением и деформацией предполагается линейной, то есть, принимается, что компоненты упругой деформации не зависят от пластической деформации. Очевидно, что скорость разгрузки никак не оговаривается.

В теории ползучести отсутствует четкое определение понятия разгрузки.

Изложенный выше подход не может быть использован при описании процесса снижения нагрузки применительно к материалу, склонному к ползучести, так как упругая деформация может сопровождаться деформацией ползучести. Это обстоятельство, в частности, необходимо учитывать при исследовании ползучести при изгибе, так как в процессе ползучести в условиях изгиба происходит перераспределение напряжений по поперечному сечению пластины и уменьшение напряжения на поверхности пластины.

Вопрос о перераспределении напряжений при ползучести является первостепенным, появление незначительной деформации ползучести существенно снижает пики напряжений, появляющиеся в начальный момент, когда поведение материала еще упруго.

В ранее опубликованных работах [2] показано, что в случае заданного закона изменения напряжения $\sigma = \sigma(t)$ деформация ползучести $\varepsilon_{\text{ост}}(t)$ записывается в виде:

$$\varepsilon_{\text{ост}}(t) = \left[\int_0^t \exp \frac{\sigma(\xi) - \gamma}{A_3} d\xi \right]^m,$$

где t – время ползучести, γ, m, A_3 – постоянные материала.

При изгибе напряжение на поверхности полосы уменьшалось в течение 100 часов от $0,95\sigma_{0,2}$ до $0,85\sigma_{0,2}$ и удовлетворяло соотношению $\sigma(t) = 707 - 8,6 \ln(3600t)$, в котором время t измеряется в часах в интервале от 0,05 до 100 часов.

Исследование ползучести при одноосном растяжении образца в условиях указанного закона уменьшения напряжения $\sigma = \sigma(t)$, полученного при рассмотрении чистого изгиба полосы, было проведено экспериментально на универсальной сервогидравлической испытательной машине с процессорным управлением «Инстрон-8801». На рисунке 1 показано сопоставление экспериментальных и расчетных результатов.

Как видно из рисунка 1, при снижающемся напряжении процесс ползучести существенно замедляется по сравнению с ползучестью при исходном напряжении, но не прекращается, то есть имеет место уменьшение нагрузки и упругой деформации при нарастающей суммарной деформации. Разгрузка при сохраняющейся деформации

ползучести будет иметь место только в области напряжений, меньших предела ползучести.

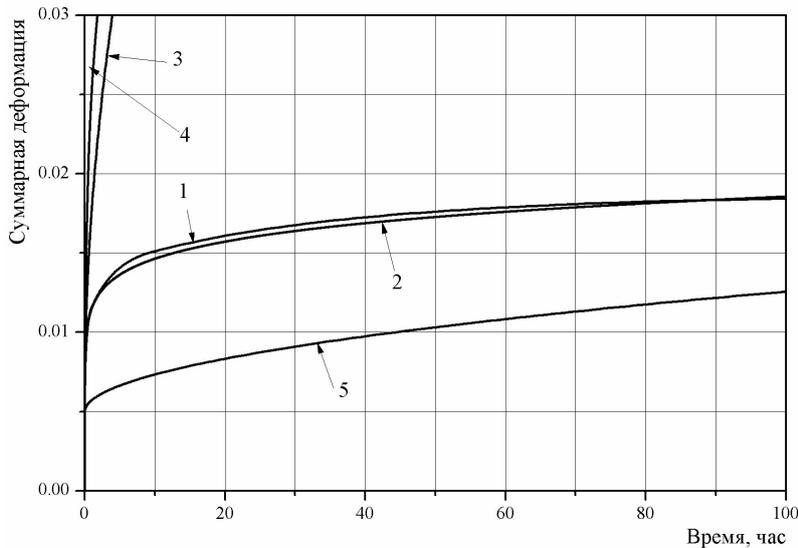


Рисунок 1 – Кривые ползучести титанового сплава в условиях одноосного растяжения 1, 2 – напряжение уменьшается от 0,95 до 0,85 $\sigma_{0,2}$ за 100 часов; 1 – экспериментальные данные, 2 – расчет. 3, 4 – ползучесть при постоянном напряжении 0,95 $\sigma_{0,2}$, 3 – экспериментальные данные, 4 – расчет. 5 – ползучесть при постоянном напряжении 0,85 $\sigma_{0,2}$ (расчет).

2. Как показано в публикациях [3], в титановых сплавах при комнатной температуре повторяющиеся разгрузки в процессе деформации ползучести могут приводить как к ускорению, так и к замедлению процесса ползучести в зависимости от марки сплава и времени нахождения в разгруженном состоянии.

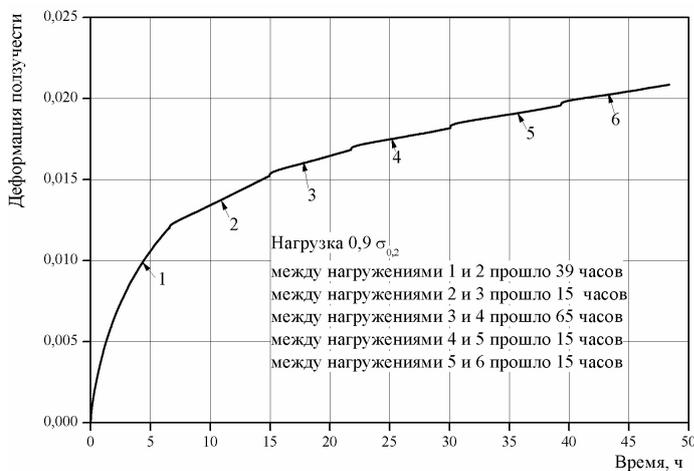


Рисунок 2 – Экспериментальные кривые ползучести титанового сплава после нахождения под постоянной растягивающей нагрузкой 0,9 $\sigma_{0,2}$ в течение 7 часов, разгрузкой и отдыхом в течение 15 – 39 часов. Отдых не оказывает существенного влияния на последующее деформирование материала.

Как следует из рисунка 2, исследованный сплав после отдыха продемонстрировал свойства ползучести, близкие к его исходным свойствам для рассматриваемого момента разгрузки.

Литература

1. Bell J.F. Experimental Foundations of Solid Mechanics. Part 1. Nauka, 1984 (Russian translation).
2. Михайлов Э.Ю., Нигматуллин В.И., Рыбакина О.Г. Влияние вида напряженного состояния и истории нагружения на холодную ползучесть титанового сплава // Труды Крыловского научного центра. 2018. Вып. 3(385). С. 50-60.
3. Savage M.F., Neeraj T., Mills M.J. Observations of room-temperature creep recovery in titanium alloys// Metallurgical and Materials Transactions A, 2002, vol. 33A, pp. 891-898.

ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СРЕДЫ НА КИНЕТИКУ РАЗВИТИЯ ТРЕЩИН В ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЯХ И ИХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Э.Ю. МИХАЙЛОВ, В.И. НИГМАТУЛЛИН, О.А. СТРОГОНОВА
ФГУП Крыловский государственный научный центр
Санкт-Петербург, Россия

Исследовано влияние коррозионной среды на кинетику развития усталостных трещин в высокопрочной корпусной стали Вариант 1 и ее сварных соединениях. Произведено сравнение указанных материалов с результатами аналогичных испытаний, проведенных на стали Вариант 2. Предел текучести $\sigma_{0,2}$ стали Вариант 1 на 100 МПа выше предела текучести стали Вариант 2.

В рамках линейной механики разрушения считается, что механическая ситуация в вершине трещины полностью определяется коэффициентом интенсивности напряжений в вершине трещины K_I (МПа \cdot мм 0,5). Для исследования развития трещин в металлических материалах при повторных нагрузках проводится испытание на кинетику роста усталостной трещины, целью которого является построение зависимости скорости роста усталостной трещины da/dN (мм/цикл) от размаха коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины ΔK_I (МПа \cdot мм 0,5). Данная зависимость обрабатывается в соответствии с выбранными моделями развития трещины, наиболее известными из которых являются модели Париса-Эрдогана и Формена. В данной работе величина ΔK_I отнесена к критическому коэффициенту интенсивности напряжений в вершине трещины K_{IC} (МПа \cdot мм 0,5).

Испытания проводились на сервогидравлических универсальных испытательных машинах с процессорным управлением «Инстрон» (Англия) по схеме трехточечного изгиба в режиме автоматического поддержания циклической нагрузки с коэффициентом асимметрии цикла $R_p = 0,1$ на воздухе и в морской воде. В качестве коррозионной среды использовался 3,5 % раствор NaCl в водопроводной воде. При испытаниях на воздухе частота нагружения устанавливалась равной 3 Гц, а при испытаниях в морской воде 0,1 Гц. Глубина трещины определялась методом упругой податливости. Раскрытие трещины на поверхности изгибного образца определялась с помощью датчика раскрытия трещины «Инстрон» COD 2670-118 с измерительной базой 10 мм и ходом 2 мм. Глубина трещины по полученным значениям раскрытия определялась по известным формулам линейной механики разрушения [1].

Испытания проводились без перерывов 24 часа в сутки со сменой коррозионной среды (морской воды) каждые 8 часов.

Полученные результаты представлены на рисунках 1 - 4. Из рисунков видно, что при испытаниях на воздухе отсутствует заметное различие в кинетике развития усталостной трещины между сталями Вариант 1 и Вариант 2. При испытаниях в коррозионной среде заметно существенное влияние морской воды в сравнении с испытаниями на воздухе для исследуемых сталей. У основного металла и сварных соединений стали Вариант 1 при испытаниях на воздухе в диапазоне $(0,10 \div 0,15) \Delta K_I / K_{IC}$ кинетической диаграммы усталостного разрушения наблюдается существенное изменение наклона соотношения Париса-Эрдогана по сравнению со среднеамплитудным участком $(0,20 \div 0,45) \Delta K_I / K_{IC}$, что соответствует данным, приведенным в BS 7910 [2] для сталей подобного класса.

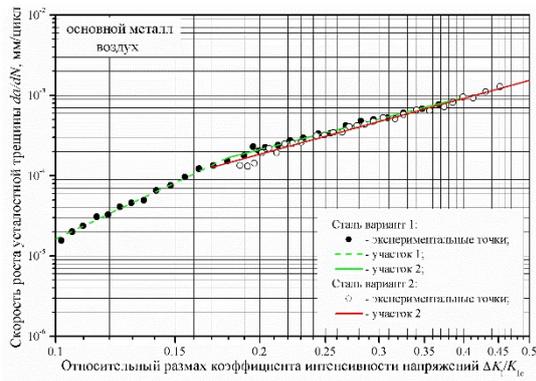


Рисунок 1. Кинетические диаграммы усталостного разрушения для основного металла сталей Вариант 1 и Вариант 2, испытание на воздухе

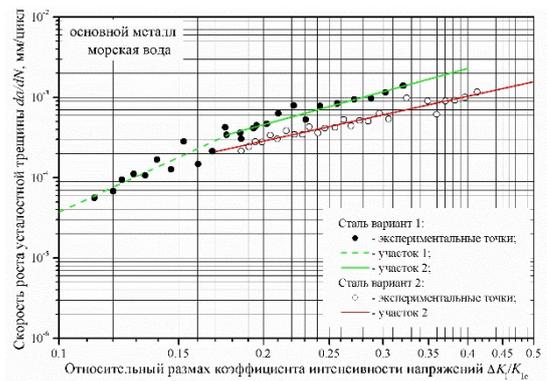


Рисунок 2. Кинетические диаграммы усталостного разрушения для основного металла сталей Вариант 1 и Вариант 2, испытание в морской воде

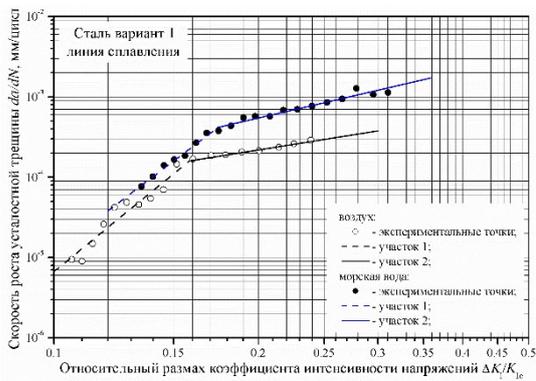


Рисунок 3. Кинетические диаграммы усталостного разрушения для сварного соединения стали Вариант 1 испытание на воздухе

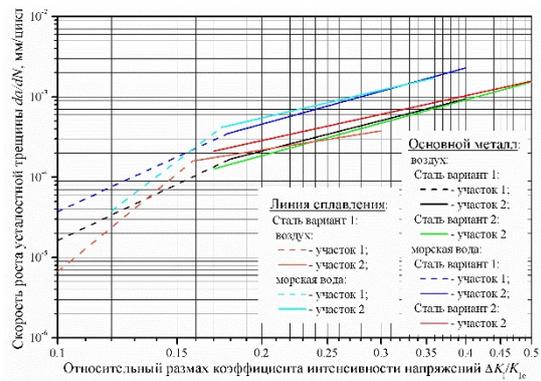


Рисунок 4. Кинетические диаграммы усталостного разрушения для основного металла и сварного соединения стали Вариант 1 и основного металла стали Вариант 2 на воздухе и в морской воде

Литература

1. Tada H., Paris P., Irwin R. The stress analysis of cracks handbook 3rd ed., ASME International, New York, 2000, p. 2.16, 2.17.
2. BRITISH STANDARD BS 7910: 2005. Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures.

АНАЛИЗ ОСОБО ОТВЕТСТВЕННЫХ УЗЛОВ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СПАСАТЕЛЬНЫХ ГЛУБОКОВОДНЫХ АППАРАТОВ

А.И. ЛАДЫНИН, Г.Е. ШИМЫРИНА, И.В. ЛАПКИН
АО ЦКБ «Лазурит», Нижний Новгород, Россия

В отечественном подводном кораблестроении за годы освоения и развития производства титановых конструкций накоплен большой опыт строительства, эксплуатации и ремонта глубоководных спасательных аппаратов (СГА). Однако этот опыт не был систематизирован и не подвергался анализу в части работоспособности отдельных узлов основного корпуса (ОК). В настоящее время актуальными являются проблемы увеличения ресурса при проектировании, повышении трещиностойкости сварных швов и корпусных конструкций, а также применения мероприятий по повышению ресурса СГА. ЦКБ «Лазурит» за годы своего существования спроектировало ряд СГА

Корпуса первых спасательных аппаратов (ранние заказы) изготавливались из высокопрочной стали. За годы эксплуатации аппаратов из стали не было отмечено ни одного случая обнаружения трещин. Некоторые стальные аппараты прослужили более чем по 2 срока службы. При этом коррозионный износ корпуса в среднем составлял порядка 15%. Срок службы аппаратов продлевался после проведения дефектации, выполнения соответствующих расчетов прочности основного корпуса, при необходимости ограничения глубины погружения и выполнения ремонтных работ.

Однако при проведении дефектации АС-26 пр.1855 в 2009г, при модернизации АС-30 в 2010г и при нахождении на борту спасательного судна АС-34 в 2018г обнаружен ряд дефектов в основном корпусе аппаратов. На АС-26 большое количество трещин: на кольцевом шве камеры присоса и установленном в нем сварном насыщении (5 вварышей), а также на шве приварки иллюминаторов и вварышах самих иллюминаторов. На АС-34 трещина на внутренней поверхности сварного шва (внутри ОК). На АС-30 трещины в сварном шве, вварыше иллюминатора и внутри ОК в районе иллюминатора.

Потребовалась необходимость выяснить причины появления дефектов и предотвратить их появление в дальнейшем. Для этого ранее ЦКБ «Лазурит» была выполнена работа, включающая в себя расчеты прочности основных корпусов спасательных подводных аппаратов «Приз» и «Бестер», спроектированных АО «ЦКБ «Лазурит», расчеты достаточности их ресурсов и остаточных сварочных напряжений их конструкций. Для экспертизы появления трещин был привлечен ЦНИИ КМ «Прометей».

Анализируя данные, полученные в расчетах, можно сделать следующие выводы:

- условие достаточности ресурса основных корпусов СГА выполняется;
- влияние остаточных сварочных напряжений (ОСН) тем больше, чем выше уровень действующих напряжений;
- влияние ОСН сказывается сильнее при наличии в конструкции сжимающих напряжений;
- при наличии в конструкции напряжений растяжения их величина не оказывает никакого влияния на ресурс. Это обстоятельство не означает, что напряжениями растяжения можно пренебрегать, так как они (как сами по себе, так и в сумме с ОСН) могут привести к разрушению конструкции после первого цикла нагружения (при статическом нагружении) при достижении суммарными растягивающими напряжениями значения временного сопротивления;
- при оценке ресурса по сжимающим напряжениям можно за уровень действующих напряжений принимать предел текучести, пренебрегая ОСН

В целом расчеты показали, что при правильном проектировании, соблюдении требований научно-технической документации (НТД) и дисциплины производства дополнительные мероприятия по повышению ресурса не требуются.

Также по результатам моделирования и расчетов ОСН создан список наиболее нагруженных узлов: стыки и пазы обшивки, стыки и пазы шпангоутов, обшивка камеры присоса, комингсы входных люков и сварное насыщение, насыщение переборок, приварка стенок шпангоутов к обшивке ОК, приварка полотна межотсечной переборки.

Узлы, приведенные в данном перечне, могут быть причислены к наиболее ответственным соединениям, для которых применимы мероприятия по уменьшению ОСН. Для данных узлов приведены предложения по их конструктивному оформлению, подтвержденные расчетами прочности, проведенными методом конечных элементов.

По результатам исследования дефектов специалистами ЦНИИ КМ «Прометей» было дано заключение, что основной причиной трещинообразования на сварных швах является нарушение технологии сварки при строительстве заказов.

Анализируя результаты работы ЦКБ «Лазурит» и исследования ЦНИИ КМ «Прометей» сделаны следующие выводы:

- в период расчетного срока службы дефектов на ОК СГА обнаружено не было;
- образование дефектов, обнаруженных в конструкциях, связано с нарушением технологии сварки и выполнения наплавки, наличием высокого уровня ОСН в швах, применением поковки ненадлежащего качества;

- ОСН оказывают большое влияние на структуру сварного шва и способность конструкций воспринимать нагрузку, вследствие чего необходимо применять методы регулирования полей ОСН, в частности, поверхностного-пластического деформирования (ППД). Эти мероприятия необходимы при невозможности выполнения требований НТД по взаиморасположению сварных швов, или в случае превышения в каких-либо узлах допускаемых напряжений и не обеспечении ресурса при расчетных (рабочих) нагрузках;

- швы конструкций, подвергавшихся ППД и проколачиванию, дефектов не имеют, хотя уровень действующих напряжений в них достигает 0,877 от допускаемых напряжений.

Однако следует обратить внимание:

- дефекты возникают по истечению большого промежутка времени;
- судя по данным тактических формуляров ресурс конструкций выработан не более чем на 20%;

- в дефектных конструкциях уровень напряжений невысок.

Таким образом, появление подобных дефектов не может быть спрогнозировано расчетными методами и, следовательно, невозможно предусмотреть соответствующие профилактические технологические мероприятия.

В данный момент на службе ВМФ России находится несколько титановых СГА. Сейчас планируется разработка и постройка новых титановых спасательных аппаратов. Поэтому необходимо:

1) Для действующих СГА:

- определить мероприятия по выявлению скрытых дефектов, а также разработать комплекс мероприятий по снижению вероятности их возникновения;

- до этого совместно определить необходимые и достаточные ограничения по условиям эксплуатации (действующие ограничения глубины).

2) Разработать рекомендации по технологии сварки и методам контроля, исключая возникновение подобных дефектов на строящихся СГА.

Поскольку титановые сплавы по-прежнему остаются одними из самых перспективных материалов для изготовления корпусов подводной техники, а цены, как самих материалов, так и связанного с ними производства достаточно высоки, необходимо принять совместные усилия над решением существующей проблемы с ведущими институтами отрасли.

Литература

1 Ладнин А.И., Шмырина Г.Е. «Анализ особо ответственных узлов корпусных конструкций спасательных глубоководных аппаратов и способы ремонта и восстановления работоспособности узлов конструкций». АО ЦКБ «Лазурит», Нижний Новгород, 2011 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ МОРСКИХ САМОПОДЪЁМНЫХ ПЛАТФОРМ В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ

Г.Б. КРЫЖЕВИЧ, Т.Р. РЫБАЛКО
 ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
 Санкт-Петербург, Россия

Упругие колебания морских самоподъёмных платформ (МСП) при эксплуатации в условиях волнения связаны не только с периодическими внешними волновыми воздействиями, но и с периодическими изменениями параметров (вертикальные перемещения заглубления опор в грунт, продольные и поперечные перемещения, момент инерции) установки. Изменения параметров системы и связанному с ней параметрическому характеру колебаний до сих пор не уделялось должного внимания при оценке динамики, прочности и безопасности МСП (рис.1).

Целью данной работы является исследование факторов, влияющих на параметрические колебания МСП в условиях волнения.

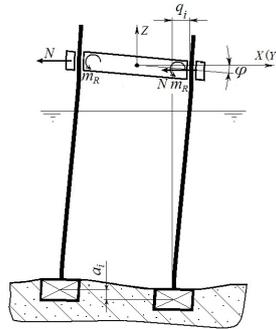


Рис. 3 – Схема деформирования МСП при низшей собственной форме колебаний
 Дифференциальное уравнение, при которых возможна модуляция опорных колонн МСП, запишем в виде:

$$EJ \cdot \frac{\partial^4 u_i}{\partial z^4} \pm T \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} + m \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = F_i(x_k, z, t) + N_i \cdot \delta(0), \quad (1)$$

где EJ – изгибная жёсткость колонны; m – погонная масса колонны и присоединённая масса жидкости, T и N – усилия, возникающие как реакции опорных колонн на перемещения корпуса q_i и φ_i .

Граничные условия будут удовлетворены, если положить

$$u_i(z, t) = q_i(t) \cdot f_i(z),$$

где $f_i(z)$ – форма изгибных перемещений колонны, соответствующая первой ($i = 1$) или второй ($i = 2$) собственным формам колебаний МСП (в месте соединения с корпусом $f_1(x) = 1$).

Пренебрегая вследствие малости вертикальных возмущающих сил поступательным движением вдоль вертикальной оси, а также связанностью колебаний по собственным формам и учитывая формулу (1) получим следующее дифференциальное уравнение

$$\ddot{q}_i + \omega_i^2 \cdot \left[1 \mp \frac{T_i(t)}{T_{iкр}} \right] \cdot q_i = \frac{Q_i(t)}{M_i} \quad (2)$$

где $T_{iкр}$ – критическая сила, при которой сооружение теряет устойчивость.

$$\omega_i^2 = \frac{\int_{(H)} EJ \cdot (f_1'')^2 dz}{\int_{(H)} m \cdot f_1^2 dz} - \text{квадрат собственной частоты колебаний.}$$

При составлении уравнений движения СПБУ учтём, что при собственных колебаниях между горизонтальными смещениями корпуса q_i и вертикальными перемещениями колонн w_i существует линейная связь

$$w_i = K_\phi \cdot q_i,$$

где K_ϕ - коэффициент формы колебаний.

Эта связь обуславливает и зависимость угла φ от смещения q_i

$$\varphi_i = \frac{2K_\phi \cdot q_i}{a_i},$$

учитывая которую можно получить

$$T_i = K_{T_i} \cdot q_i, \quad (3)$$

где $K_{T_i} = K_\phi \cdot \left(J_i \frac{\omega_i^2}{a_i^2} - 2C_z + \frac{K_\phi}{a^2} \right);$

C_z – коэффициент жёсткости закрепления колонны в грунте (реакция грунта на единичное вертикальное перемещение колонны);

K_ϕ – коэффициент изгибной жёсткости колонны (момент, возникающий в нижней части заделки колонны в корпусе при повороте его на угол $\varphi = 1$).

Подставляя зависимость (3) в уравнение (1), получим

$$\ddot{q}_i + \omega_i^2 \cdot \left[1 \mp \frac{K_{T_i}}{T_{кр}} \cdot q_i \right] \cdot q_i = Q_i(t).$$

Таким образом, учёт появления дополнительных изгибающих моментов в изогнутых колоннах при действии в них вертикальных сил, вызванных вращением корпуса, приводит к нелинейным уравнениям колебаний СПБУ.

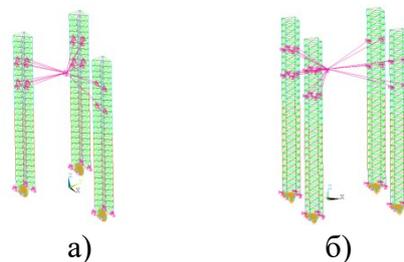


Рис. 4 – Морская самоподъемная платформа: а) трехколонная; б) четырехколонная
 Морское волнение задавалось с помощью теории волн Эйри. Характеристики морского волнения: длина волны – 140 м; период волны в 4 раза меньше периода собственных колебаний; высота волны варьируется от 5 м до 9 м.

На рис. 3 показаны результаты продольных перемещений u_x от времени t для различных вариантов морского регулярного волнения h .

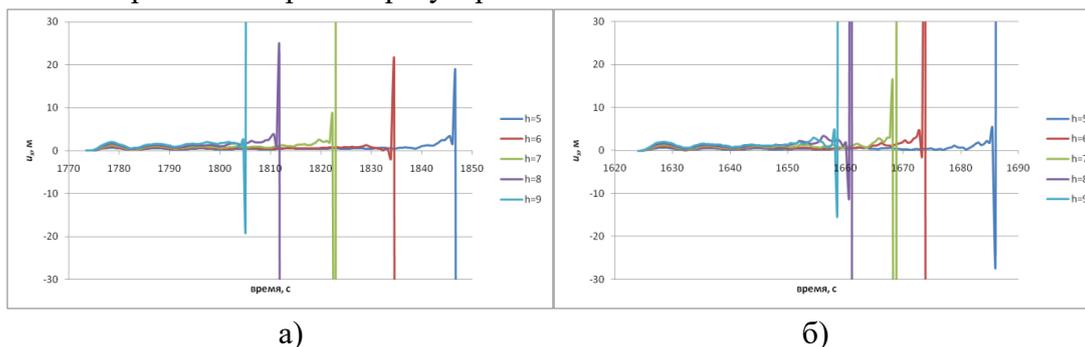


Рис. 5 – График зависимости горизонтальных перемещений u_x от времени t для регулярного морского волнения h : а) трехопорной МСП; б) четырехопорной МСП

В результате численного анализа исследуемых МСП установлено следующее, что: 1) при одних и тех же геометрических параметрах, но разном количестве опорных колонн, выход на параметрический резонанс достигается раньше у четырехопорной платформы; 2) параметрические колебания наблюдаются у МСП при волновом периодическом возмущении с частотой в 4 раза меньшей собственных частот платформы; 3) резонансные колебания имеют выраженный нелинейный характер, что приводит к существенному увеличению резонансных пиков при росте интенсивности волнения.

Литература

1. Караев Р.Н., Разуваев В.Н., Портной А.С. Океанотехника и морские операции на шельфе: Учебник для вузов/Под общей редакцией почетного доктора Р.Н. Караева и проф. П.А. Шауба. – СПб.: Моринтех, 2008, 520 с.
2. Правила классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ. – СПб, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 2018.

ВИБРАЦИИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

С.М. КАПЛУНОВ, Т.Н. ФЕСЕНКО, Е.А. ДРОНОВА

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской Академии наук
Москва, Россия

В докладе показана реализация расчетного подхода к определению параметров вибраций трубных пучков парогенераторов (ПГ). Исследована зависимость параметров вибраций (амплитуды, частотного состава, напряжений, контактных нагрузок в дистанционирующих решетках и пути скольжения труб в них) от конструктивных и эксплуатационных характеристик ПГ. Данные параметры существенно влияют на повышение вибропрочности многокомпонентной конструкции ПГ. Данная задача не потеряла своей актуальности до настоящего времени, так как нередко случаи выхода из строя энергетического оборудования из-за истирания труб ПГ в дистанционирующих решетках. Так как экспериментальные исследования данных конструкций трудоемки и дорогостоящи, создание математических моделей вибраций трубных пучков ПГ в потоке теплоносителя предпочтительно. Данная математическая модель подробно рассмотрена в работах авторов [1, 2]. Она позволяет расчетным путем определить отклик труб пучка при воздействии на него нескольких типов возбуждения, которые доминируют при поперечном обтекании конструкции, при этом учесть, что промежуточные опоры поставлены с зазорами относительно труб (наличие зазоров - необходимое условие реализации сборки конструкции). При учете соударения труб с промежуточными опорами принята модель косоугольного удара с нормальной и тангенциальными составляющими силы реакции опор. Математическая модель реализована в среде программирования Matlab и выполнен расчет вынужденных колебаний труб 61-трубной модели ПГ. В качестве примера на рис.1 представлена временная реализация виброускорений (вдоль потока - X) и частотный отклик для трубы модели ПГ.

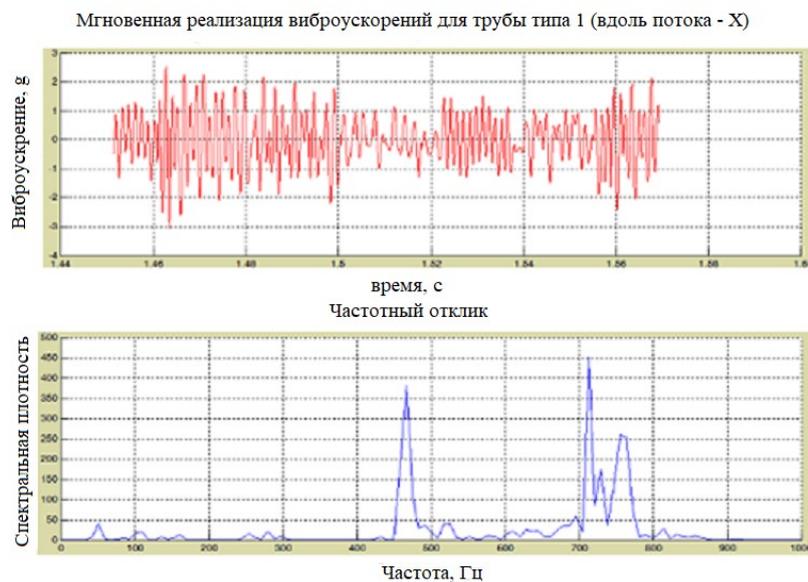


Рисунок 1 - Временная реализация виброускорений (направление вдоль потока - X) и частотный отклик для трубы модели ПГ при межтрубной скорости 6.8 м/с, радиальном зазоре 0.1

Литература

1. Махутов Н.А., Каплунов С.М., Прусс Л.В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования. Л., Судостроение, 1985. 300с.
2. Каплунов С.М., Фесенко Т.Н., Корецкий С.А. Нелинейные колебания трубных пучков при поперечном потоке теплоносителя. Проблемы машиностроения и надежности машин. №5, 2009.

ОБЗОР ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА ПРОЧНОСТИ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МОРСКОЙ ТЕХНИКИ

М.Ю. МИРОНОВ, А.А. РОДИОНОВ

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

В 2018 году ФГУ «РМРС» объявлен конкурс на разработку требований к судам, оборудованным системой автоматизированного мониторинга прочности корпуса и текущей остойчивости судна, с введением соответствующих знаков в символ класса. Причина - увеличение в мировом гражданском флоте судов, оборудованных онлайн-овыми и долговременными регистрационными системами, появление в Правилах зарубежных классификационных обществ (DNV-GL, ABS) Требованиям к таким системам и их компонентам. В РФ системы мониторинга прочностного состояния интенсивно развиваются в промышленном и гражданском строительстве ответственных сооружений, авиации [6-8], [10], системы же мониторинга прочностных параметров морской техники реализованы в единичных случаях, в основном, для стационарных сооружений [13, 15]. Налицо существование как объективных предпосылок, связанным со стремлением повысить эксплуатационную надежность ответственных сооружений, так и субъективных, в виде появления отечественной нормативной базы. Разработка «под ключ» обоснованных, надежных, опциональных отечественных систем мониторинга с гарантированным удовлетворением требований РС и других КО, для судостроителей и судовладельцев является целесообразной. Новые решения, полученные для судостроения, могут иметь и самостоятельную ценность в области создания «умных» конструкций со встроенными компонентами самодиагностики, увязанными с иными системами обеспечения жизненного цикла – конструкций транспортных средств, строительных сооружений, оборудования для добычи полезных ископаемых.

Первый официальный документ с общими требованиями к системам мониторинга корпуса - Циркуляр ИМО MSC/Circ.646 от 06.06.1994 «Recommendations for the fitting of hull stress monitoring systems» [3]. Им рекомендовалось оборудовать навалочные суда дедеветом более 20000 тонн системами контроля напряжений в корпусе и устанавливались минимальные требования к таким системам. Циркуляр не стал обязательным документом, но большинство КО приступили к разработке собственных Требованиям к системам мониторинга корпуса, существенно дополнявших рекомендации циркуляра. Рекомендации по оборудованию системами мониторинга распространены не только на навалочные суда, но и на танкеры, газовозы, контейнеровозы и накатные суда.

Уже в середине 1990-х годов Волжской академией водного транспорта (г. Нижний Новгород) в содружестве с ижиниринговой фирмой «Бинар», г. Саров, была разработана система оперативного контроля напряженного состояния корпуса судна «СПР-3М» [11]. Система – пример использования как прямых, так и косвенных измерений, выпускалась под надзором РРР фирмой «Бинар» и устанавливалась на судах смешанного плавания по желанию судовладельца, позволяла в реальном времени выполнять многоканальный контроль и запись параметров посадки, общей прочности и низкочастотной вибрации в сложных ситуациях, например, во время шторма, а также предупреждать судоводителя о наступлении опасного для прочности состояния. Система записи углов перекаладки руля и рыскания осуществляла запись параметров при подключении к штатной системе управления движением судна (аналог «черного ящика»). Остается одним из редких примеров отечественной разработки [12, 14].

Отметим довольно значимые события на рубеже XX и XXI веков, связанные с системами мониторинга ледовых нагрузок. При постройке научно-экспедиционного судна «Академик Федоров» на финской судостроительной верфи Rauma Repola в 1987 году установлена измерительная система, использующая в качестве сенсоров датчики давления на обшивке судна. В ходе экспедиции на судне в 1994 году в море Лаптевых и Восточно-Сибирском море получены гистограммы ледовых давлений, соответствующие определенным ледовым условиям и условиям плавания. Указанные даты можно считать датами рождения отечественных систем мониторинга состояния судов и оффшорных сооружений, сразу предназначенных для сложной ледовой обстановки и ориентированных на измерение как внутренних, так и внешних (по отношению к конструкции) параметров.

Морская платформа ЛСП-1 месторождения им. Ю. Корчагина установлена в центре Северной части Каспийского моря на глубине 11,3 м в 110 км от ближайшего берега, подвержена постоянному воздействию статических и динамических нагрузок от собственного веса, давления воды и грунта, льда. Для мониторинга деформаций и осадок ЛСП-1 в ходе всего срока эксплуатации в 2010 году введен пример системы внешнего, спутникового мониторинга, состоящей из трех спутниковых приёмников геодезического класса, установленных в контрольных точках на углах платформы, а также средств коммуникации, ВТ и ПО, в автоматическом режиме ведущей сбор и пересчет деформаций через линейные вертикальные и горизонтальные смещения контрольных точек. Сравнение измеренных величин с проектными предельными величинами позволяет оценить степень повреждения конструкции, определить её техническое состояние.

В работе представляется анализ тенденций, сформировавшихся за последние 20 лет в области разработки морских систем мониторинга устойчивости и прочности, на основе обзора научной периодики и соответствующих разделов современных Правил классификационных обществ. Обосновываются актуальные постановки задач строительной механики корабля и теории управления в обеспечение функционирования таких систем. В тезисах представлена небольшая часть информационных источников.

Литература:

1. Родионов А.А., Апполонов Е.М., Коршунов В.А., Пономарев Д.А. Развитие расчетно-экспериментальных подходов по уточнению локальной ледовой нагрузки, «Научно-технический сборник Российского морского Регистра судоходства» № 42/43, 2016. с.40-46.
2. Миронов М.Ю., Тумашик Г.А., Фрумен А.И. Применение модифицированного метода главных изгибов в обеспечение системы мониторинга нагрузок на судовые перекрытия, Морские интеллектуальные технологии, №2, 2008, с.24-33.
3. Циркуляр ИМО MSC/Circ.646 от 06.06.1994 «Recommendations for the fitting of hull stress monitoring systems»
4. Максимаджи А.И. Капитану о прочности корпуса судна: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 224 с.
5. Morten MejlA Ender-Larsen. DNV. ICE LOAD MONITORING. MAROFF. 2006
6. Тер-Мартirosян З.Г., Егоров Ф.А., Поспелов В.И., Неугольников А.П., Туляков Ю.А., Быковский В.А. Мониторинг напряженно-деформированного состояния многофункционального высотного комплекса волоконно-оптическими датчиками, Технологии строительства 1(49)/2007
7. Методика мониторинга напряженно-деформированного состояния трубопроводных систем «высокой стороны» КС, СТО Газпром 2-2.3-220-2008, Москва 2008, дата введения - 2009-01-22

8. Шахрамьян А.М. Технологические и методические основы построения систем мониторинга несущих конструкций высотных и уникальных объектов, Предотвращение аварий зданий и сооружений: электронный журнал, www.pamag.ru, дата публикации 2009-11-17
9. Горбунов О.Н. Спутниковый мониторинг деформаций морской стационарной платформы ЛСП-1, электронная публикация www.oogradient.ru
10. Козлов А. В., Борде Б. И. Проектирование системы мониторинга здания, СибФУ, Ин-т космических и информационных технологий, 2012.
11. Гирин С.Н., Зябко Н.Г., Штейн Е.Р.: Судовой аппаратно-программный комплекс дистанционного бесконтактного зондирования волнового процесса на водной поверхности. Тезисы докладов конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти профессора П.Ф. Папковича 26-27 ноября 2009 г: С.Петербург, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.
12. Зябко Н.Г.: К вопросу измерения высоты морских волн с борта судна. Материалы международного форума «Великие реки», Н. Новгород, 2009 г.
13. Методические указания по определению ледовых нагрузок на опоры мостов. АО НИИ транспортного строительства ("ЦНИИС"). Москва. 1993.
14. Вагущенко Л.Л., Вагущенко А.Л., Заичко С.И. Бортовые автоматизированные системы контроля мореходности. – Одесса, ФЕНИКС, 2005. – 272 с.
15. Гудошников Ю.П., Крупина Н.А., Лихоманов В.А., Чернов А.В. Глобальные ледовые нагрузки на инженерные объекты: теоретические расчеты и экспериментальные данные (Штокмановское ГКМ)// Труды RAO/CIS OFFSHORE 2009. Том 1 165-171

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Г.Б. КРЫЖЕВИЧ, А.Р. ФИЛАТОВ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

За последнее десятилетие огромное развитие получили различные методы топологической оптимизации и соответствующие программные комплексы, являющиеся высокоэффективными инструментами формального оптимального проектирования. Суть топологической оптимизации состоит в том, что под имеющиеся условия эксплуатации подбирается оптимальная топология конструкции. При этом существующие программные комплексы дают небывалые возможности, демонстрирующие по некоторым признакам проявление искусственного интеллекта. Оптимизация возможна по различным критериям, самым распространённым из которых является минимизация податливости (максимизация жёсткости). Конструкции, получаемые в результате оптимизации, зачастую имеют весьма причудливые формы, похожие в ряде случаев на биологические структуры. Воспроизведение таких структур, как правило, возможно лишь с применением аддитивных технологий, которые являются весьма дорогостоящими и на данный момент нашли очень ограниченное распространение в судостроении. Однако это не делает топологическую оптимизацию как современную интеллектуальную технологию бесполезной для нужд судостроения, а вынуждает адаптировать получаемые конструкции под имеющиеся в судостроении промышленные технологии.

Целью настоящей работы является создание алгоритма комплексного решения задач проектирования рациональных судовых конструкций на основе современных методов топологической и параметрической оптимизации, решение ключевых вопросов выбора методов и программных модулей топологической оптимизации, формулировка рекомендаций по критериям оптимальности и ограничительным условиям при её проведении, а также разработка рекомендаций по адаптации получающихся в результате топологической оптимизации конструктивных решений к современным технологиям, применяемым в судостроении.

Для достижения этой цели решаются следующие задачи:

- формулировка основных блоков алгоритма комплексного решения задач проектирования рациональных судовых конструкций;
- анализ основных особенностей методов топологической оптимизации;
- апробация предложенного алгоритма и методов оптимизации на примерах поиска рациональных решений по конструированию судовых перекрытий и узлов корпуса;
- формулировка рекомендаций по критериям оптимальности и ограничительным условиям при её проведении;
- разработка рекомендаций по адаптации получающихся в результате топологической оптимизации конструктивных решений к современным технологиям, применяемым в судостроении.

Основные блоки предлагаемого алгоритма оптимального проектирования судовых конструкций показаны на 1. На подготовительном этапе (блок 0) создаётся область проектирования, к которой прикладываются нагрузки и граничные условия, а также задаются ограничения для оптимизационной задачи, в качестве которых, помимо ограничения на массу или объём получаемой конструкции, обычно используют ограничения на максимальные перемещения, напряжения, силы реакций и иногда на минимальное значение частоты собственных колебаний. Далее с помощью

топологической оптимизации (блок 1) выполняется поиск рациональной структуры и эффективного распределения материала конструкции. На следующем этапе (блок 2) полученная структура адаптируется либо сразу под аддитивные технологии, либо под традиционные технологии, применяемые в судостроении. В последнем случае на основе полученной структуры формируется конструктивно-силовая схема конструкции, определяемая типом силовых элементов, их числом, расположением в пространстве и способами соединения между собой, после чего происходит параметризация сформированной конструкции, сопровождаемая последующим выполнением параметрической оптимизации (блок 3). Завершающим этапом проектирования является оптимизация формы (блок 4) с целью снижения концентрации напряжений в конструкции, что благоприятно сказывается на её усталостных свойствах.

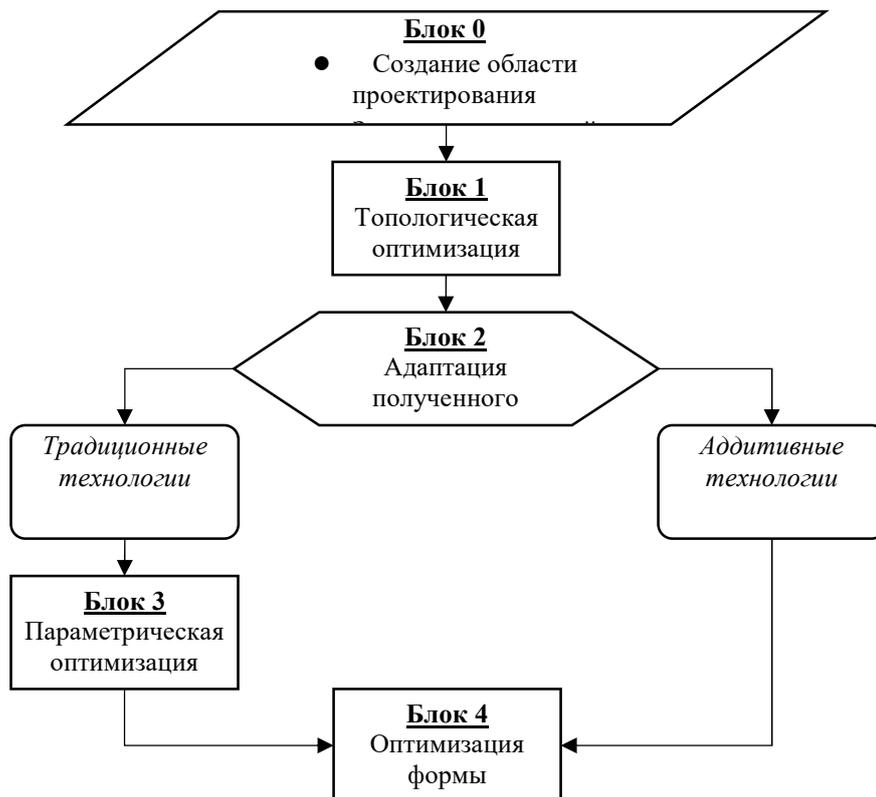


Рис. 1. Укрупнённая блок-схема предлагаемого алгоритма оптимального проектирования судовых конструкций

Предложенный алгоритм проектирования судовых конструкций апробирован на примере крышки люкового закрытия сухогрузного судна. Проанализированы полученные в результате топологической оптимизации конструктивные решения, выполнена их адаптация к традиционным технологиям, применяемым в судостроении. Это позволило разработать принципиально новую алюминиевую конструкцию крышки люкового закрытия. Также предложенный алгоритм использован при проектировании новых типов узлов высокоскоростных судов, полученных в результате топологической оптимизации традиционных конструкций узлов с последующей оптимизацией формы, позволившей снизить концентрацию напряжений в узлах.

Список литературы

1. Бухвалова В.В., Филатов А.Р. Геометрическое программирование и задачи проектирования // Образовательные технологии и общество. 2017. Вып. 1, Т. 20. С. 508-518.
2. Крыжжевич Г.Б., Филатов А.Р. Численное моделирование процессов упругопластического деформирования перекрытия ледового пояса морской ледостойкой платформы // Труды Крыловского государственного научного центра. 2015. Вып. 86(370). С. 125-132.

МЕТОДОЛОГИЯ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ СИЛОВЫХ СХЕМ КОНСТРУКЦИЙ

В.А. КОРШУНОВ, Д.А. ПОНОМАРЕВ, А.А. РОДИОНОВ
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Развитие компьютерных и появление новых производственных технологий, в частности, технологий аддитивного производства приводит к изменениям в подходах к проектированию конструкций. На первый план выдвигается проблема проектирования конструкции под заданные критерии качества.

Прочность является одним из важных качеств, которое требуется от создаваемого объекта. Вопросами прочности конструкций занимается такая наука как строительная механика.

Строительная механика может быть сформулирована в форме прямой и обратной задачи.

Прямая задача или задача проверочного расчета, состоит в отыскании характеристик НДС и определении истинных запасов прочности конструкции, заданных размеров при заданных внешних воздействиях.

Обратная задача, или как раз задача проектировочного расчета, состоит в отыскании размеров конструкции при заданных внешних воздействиях и регламентируемых запасах прочности.

В рамках обратной задачи, если сформирована функция качества (функция цели), может быть решена задача оптимизации конструкции, являющейся одним из наиболее перспективных направлений.

На сегодняшний день, при разработке конструкций, используются методы параметрической и структурной оптимизации.

Параметрическая оптимизация предполагает изменение параметров объекта (например, геометрических), и нахождение экстремума целевой функции (например, минимума массы), зависящей от этих параметров, при заданных ограничениях на параметры состояния и параметры проектирования.

К структурной оптимизации относятся оптимизация формы, топографическая оптимизация, топологическая оптимизация, и др. виды оптимизации (см. рис. 1).

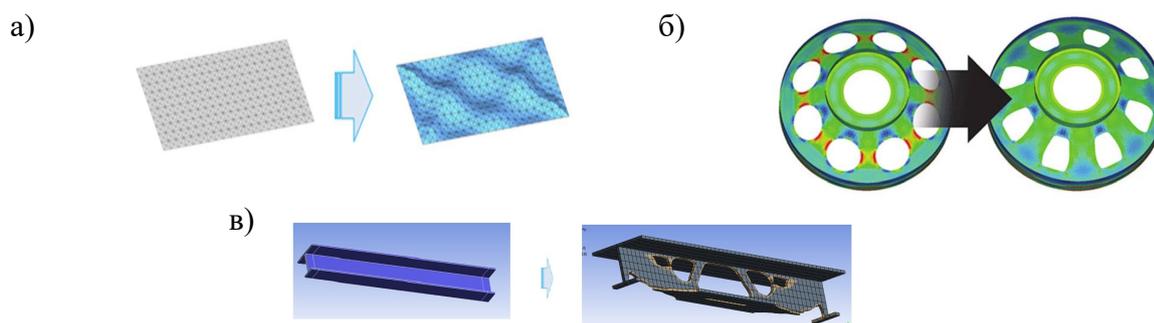


Рисунок 1 – Виды структурной оптимизации:
а) топографическая оптимизация; б) оптимизация формы; в) топологическая оптимизация

В общем случае использование оптимизации в процессе проектирования конструкций в первую очередь позволяет получить вариант конструкции с заданными свойствами при минимальной металлоемкости. Применение методов оптимизации позволяет снизить массу конструкции от 5 до 30%.

В работе рассматривается топологическая оптимизация как инструмент для получения концепции силовых схем конструкций.

Применительно к гребным винтам топологическая оптимизация вместе с возможностями аддитивного производства открывает возможность значительного облегчения массы винта за счет организации внутренних полостей в лопастях и в ступице и тем самым позволит повысить эффективность всего подруливающего устройства. При чем размер и локализация полостей определяется решением задачи по минимизации податливости конструкции при действии гидродинамических нагрузок, соответствующих экстремальным условиям эксплуатации.

Полученные результаты топологической оптимизации винта очень напоминают природные и биологические объекты, что естественно не случайно, поскольку появление этих объектов представляет собой реализацию алгоритма эволюционной структурной оптимизации в природе. Однако эти результаты не могут быть использованы непосредственно для производства, даже с помощью таких современных технологий как аддитивные. Тем не менее они позволяют сформировать концептуальные решения, обеспечивающие гарантированное снижение массы. Далее используя полученную концепцию, результаты дорабатываются с учетом возможностей аддитивного производства.

Помимо классических конструкций методы топологической оптимизации применялись к конструкциям беспилотных летающих аппаратов (БПЛА). В результате чего были получены конструктивные силовые схемы крыльев и фюзеляжа БПЛА. Силовая схема крыла схожа с биологическим строением крыла птицы. Как и ранее результаты топологической оптимизации конструкций БПЛА были адаптированы под возможности аддитивного производства.

Литература

1. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение. 1990г. 248с.
2. Bendsoe, M. P., Sigmund O. Topology Optimization. Theory, Methods and Applications. Springer, 2003. 390p.
3. Carlton John S. Propeller Blade Strength Chapter January 2018 with 74 Reads DOI: 10.1002/9781118476406.emoe062 In book: Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering. First published: 29 September 2017.
4. Bendsoe, M. P. Material interpolation schemes in topology optimization / M. P. Bendsoe, O. Sigmund // Archives of Applied Mechanics, vol. 69(9-10), pp 635-654. 1999.
5. ANSYS Documentation Release 16.2: SAS IP, Inc.
6. Ahsan M.N. et. al. A comparative study of laser direct metal deposition characteristics using gas and plasma-atomized Ti-6Al-4V powders // Materials Science and Engineering. - 2011. - P. 7648-7657.
7. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing, Second Edition, Springer 2015, ISBN 978-1-4939-2112-6.

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА КОРПУСОВ СУДОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНЕЧНО- ЭЛЕМЕНТНЫХ (КЭ) МОДЕЛЕЙ

В.И. СУТЫРИН, Г.Н. МУРУ

Балтийский федеральный университет им. И. Канта, Калининград,
ОАО 51 Центральный конструкторско-технологический институт судоремонта, Санкт-Петербург

Практика проектирования и эксплуатации судовых корпусных конструкций требует всестороннего анализа их реакций на внешние нагрузки. Для выполнения подобного анализа сегодня широко применяются технологии расчетного (численного) проектирования, выступающего в качестве дополнения (альтернативы) традиционному проектированию судов «по правилам». При этом широко используются пространственные (3-D) КЭ модели, выстраиваемые и анализируемые при помощи информационных систем поддержки принятия проектных решений (CAD/CAE-систем).

Порядок формируемых моделей может превышать 10^7 , что обеспечивает в общем полноту и комплексность инженерного анализа. Вместе с тем структурная (конструктивная) сложность корпуса становится причиной высокой трудоемкости и стоимости формирования КЭ модели. В процессе расчетных исследований специалистам требуется выполнить ряд сложных проверочных и прогнозных расчетов, включая анализ напряженно- деформированного состояния, устойчивости, вибрации и др., что влечет за собой весьма значительное увеличение расчетного времени. Серьезной проблемой является также исключительно большой объем выходной расчетной информации, особенно при расчетах динамики. Как следствие, актуализируется проблема поиска путей повышения эффективности работы с 3D-моделями судовых корпусов. Следует отметить, что результативные научные поиски в указанном направлении предпринимались еще в 70-80-е годы как зарубежными, так и отечественными научными школами. В качестве примера можно привести известную публикацию с участием О.М. Паля (см. *Метод редуцированных элементов для расчета конструкций/ Е.Я. Вороненко, О.М. Палий, С.В. Сочинский. - Л.: Судостроение, 1990*), в которой авторы анализируют преимущества редуцирования разрешающей системы большого порядка по схеме матричной прогонки. Мы используем в работе, по крайней мере, 5 путей повышения эффективности построения и анализа пространственных КЭ моделей корпуса судна.

1. *Фрагментация*, в простейшем случае выполняемая делением модели корпуса поперечными плоскостями на отсеки. В более сложных вариантах фрагментация корпуса может осуществляться по иерархическому принципу. Наличие в составе современных CAD/CAE-комплексов интерфейса для фрагментарного экспорта-импорта данных, выполняемого как на уровне геометрического, так и на уровне конечно-элементного моделирования, открывает возможности для организации коллективной работы над проектом. Современные сетевые технологии обеспечивают разработчиков удаленным доступом к серверу, формирующему и анализирующему глобальную расчетную модель в режиме «реального времени».

2. *Параллельные вычисления*, реализуемые многопроцессорными кластерными вычислительными системами (в БФУ им. И. Канта используется кластерный

суперкомпьютер высокой производительности), позволяют формировать подробные КЭ сетки с многочисленными локализованными сгущениями, например, в местах возможных концентраций напряжений и на порядки сокращать общее время анализа модели корпуса с применением различных численных методов.

3. *Автоматизация*. Встроенная система программирования API расчетного комплекса служит инструментом автоматизации модельных построений корпусной конструкции.

4. *Структуризация* предусматривает решение глобальной системы уравнений МКЭ по частям. На рис.1 показано отсечение кормовой части модели корпуса судна. Узлы КЭ сетки, попадающие в граничное поперечное сечение, образуют внешний суперэлемент (*External Superelement*), обладающий рядом полезных свойств. Если он выстраивается со стороны основной части корпуса, то порядок решаемой системы уравнений существенно сокращается. При этом формируются граничные условия для кормы, за счет чего ее расчет итерационными и пошаговыми методами выполняются весьма эффективно без пересчета глобальной системы. Наоборот, построение суперэлемента со стороны отсеченной части обеспечивает возможности ее обобщенного представления суперузлами граничного сечения в преобразованной расчетной схеме основной части.

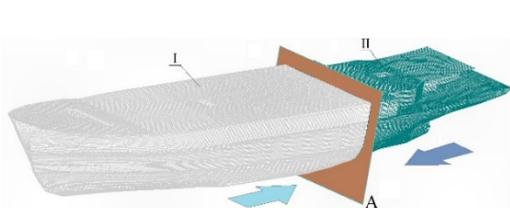


Рис.1.

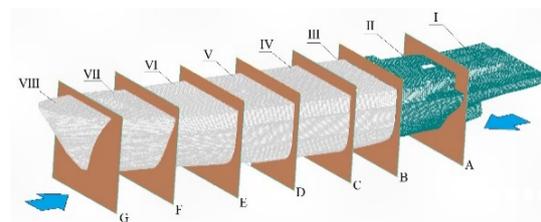


Рис.2.

На рис.2 показано деление на отсеки всей модели судна с последующим приведением ее жесткостей, нагрузок и масс к узлам поперечных сечений согласно схеме встречной матричной прогонки. При подобном подходе происходит целесообразное преобразование (стратификация) исходной расчетной схемы корпуса путем программной (серверной) встречно ориентированной генерации граничных условий для отсеков корпуса, имеющих произвольные размеры и расположение (т.е. переход в расчетном исследовании конструкции по принципу «от общего – к частному»). Порядок анализируемой системы уравнений при этом существенно сокращается, а фрагментарные вариации характеристик отсеков корпуса (например, учет износов и повреждений) выполняются без пересчета всей конструкции, что существенно повышает производительность численного анализа сложного объекта коллективом специалистов.

5. *Локализация* расчетного анализа связана с дальнейшим преобразованием расчетной схемы путем назначения дополнительных границ суперэлементов уже внутри расчетных отсеков. На рис.3 показано решение задачи об оценке влияния на устойчивость палубного перекрытия корпуса транспортного судна (1) эксплуатационных повреждений либо удаления фрагментов палубы (2) или борта (3), выполняемого в процессе ремонта корпуса методом замены. На рис.4. показана локализация отсека судна, выполненная для прогнозной оценки уровней вынужденной вибрации, возникающей в результате работы дизель-генератора.

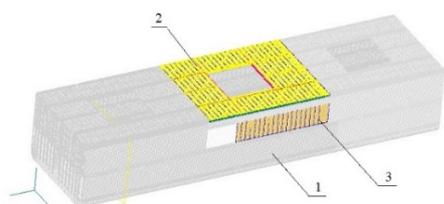


Рис.3.

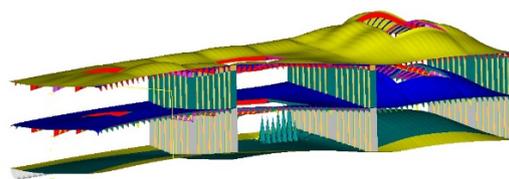


Рис.4.

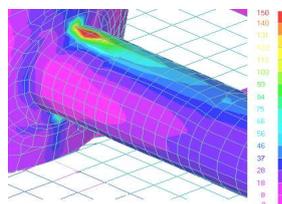


Рис.5

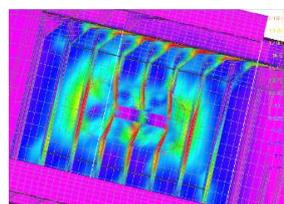


Рис.6

На рис.5 и 6 приведены примеры расчета НДС узлов соединения раскоса ППБУ и подкрепления вмятины бортового перекрытия транспортного судна. Локализация внешними суперэлементами позволила проанализировать варианты конструктивного исполнения фрагментов корпусных конструкций с высокой вычислительной эффективностью. В докладе приводятся результаты инженерного анализа корпусных конструкций.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ МОНОЛИТНОГО КОРПУСА КРУПНОЙ МОРСКОЙ ПЛАВУЧЕЙ БАЗЫ СО ВЗЛЁТНО-ПОСАДОЧНОЙ ПОЛОСОЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ВЗЛЁТ И ПОСАДКУ СРЕДНИХ И ТЯЖЁЛЫХ ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЁТОВ

М.В. ЗНАМЕНСКИЙ, Л.Н. ПОДГОРНЫЙ, Н.Г. ПОПОВ, В.М. ШАПОШНИКОВ,
Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург, Россия

На рубеже XX и XXI веков в США и в некоторых странах Европы был проявлен большой интерес к проблеме создания крупных морских плавучих баз (Mobile Offshore Base (MOB)), способных принимать средние и тяжёлые транспортные самолёты [1, 2, 3,...]. Начиная с середины 90-х годов крупными зарубежными компаниями, такими как американская McDermott International, норвежская Aker Solutions, одна из представителей ВПК США [1] – компания Brown and Root и др., было разработано несколько концептуальных проектов MOB, в большинстве из которых за основу была принята концепция сооружения, состоящего из отдельных выстроенных в одну линию плавучих модулей полупогружного типа, способных сочленяться (стыковаться) в единую конструкцию. Главный из сделанных в результате проектных проработок выводов: предложенная модульно-поплавковая технология признаётся технически реализуемой, а постройка плавучей базы в виде двухкилометровой платформы из полупогружных 300-метровых модулей, способной находиться в открытом море и выполнять функции военной узловой плавбазы, осуществима.

Одним из основных требований к плавучему авиационному комплексу с ВПП было обеспечение взлёта и посадки базового транспортного самолёта Boeing C-17, которому для разбега при взлёте с максимальной полезной нагрузкой требуется полоса длиной 2360 м, при этом длина посадочного пробега с максимальной полезной нагрузкой и с реверсом тяги составляет 915 м. Отметим, что у "ИЛ-76" при той же грузоподъёмности длина разбега при взлёте равна 1500 м, а пробег при посадке – 930 м без реверса тяги

При разработке концепт-проектов MOB [2]. длина ВПП принималась равной 1500 м. Модули полупогружного типа в концепт-проекте McDermott выполнены из стали, а в концепт-проекте Aker имеют гибридную (композитную) конструкцию, у которых корпуса понтонов и колонны выполнены из железобетона, а верхнее строение (палуба) и перекрёстные связи в пространстве между колоннами из стали.

Компанией Aker [3] в числе рассмотренных вариантов MOB был монолитный корпус водоизмещающего типа композитной конструкции (корпус железобетонный, палуба стальная) длиной 890 м (2920 ft). Известен китайский вариант крупной морской платформы типа терминала морского базирования (ТМБ), имеющего следующие габаритные размеры: длина – 1000м, ширина – 200 м, высота – 35 м, осадка 4-6 м, водоизмещение 800000т.

Авторами настоящей статьи (тезисов) был проработан вариант морской плавучей базы (МПБ) со взлётно-посадочной полосой длиной 1500 м, состоящей из трёх плавучих модулей полупогружного типа композитной конструкции (понтон и колонны до уровня на 6 м выше эксплуатационной ватерлинии выполнены из железобетона, верхнее строение и верхние части колонн стальные), из которых один – центральный модуль имеет длину 1020 м, а два концевых модуля – по 240 м каждый. С учётом возможности устройства консолей на концевых модулях длина МПБ может быть увеличена до 1550 м и более. Наличие в составе МПБ одного достаточно крупного модуля позволяет обеспечить в случае необходимости посадку транспортного самолёта

без концевых модулей, которые могут быть отсоединены от него в связи с угрозой наступления 6-7 балльного шторма или волнения во время зыби.

Поперечное сечение центрального модуля приведено на рисунке 1.

Проработаны основные конструктивно-технологические решения центрального и концевых плавучих модулей, определены нагрузки, действующие на них при предельно возможной высоте ветровой волны 14 м и длине 500 м и зыби с высотой волны 18 м и длиной до 810 м, которые принимались при проработке для условий жёсткого шторма в Северной Атлантике в 9 баллов, имея в виду возможную транспортировку МПБ к месту эксплуатации, и параметры основных конструктивных связей. Для снижения усилий взаимодействия в узлах соединения плавучих модулей рассмотрена возможность снижения массы конструкций корпусов концевых модулей.

Выполнена расчетная проверка основных проблемных мест корпуса МПБ с точки зрения обеспечения общей и местной прочности при изгибе. Расчёты показали, что конструкция корпуса может быть реализована в приемлемых толщинах с использованием отечественных конструкционных материалов.

Корпус центрального модуля имеет определённые конструктивные особенности, в частности, в плитах днища, палубы и бортов размещены 3 ряда продольной арматуры и др., обусловленные необходимостью обеспечения прочности стальных и железобетонных конструкций и трещинообразования в бетоне в пределах допустимого уровня при действии чрезвычайно больших по величине растягивающих усилий в связях, вызванных изгибающим моментом, исчисляемым миллионами тонно-метров.

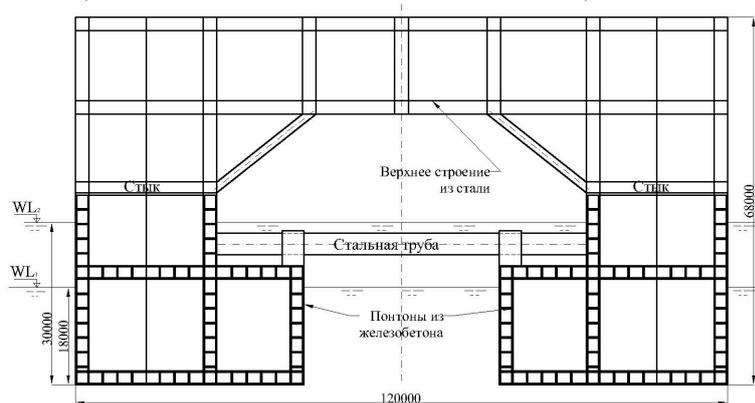


Рисунок 1 – Схема поперечного сечения центрального модуля МПБ

Возможность постройки крупного центрального модуля МПБ не вызывает сомнений, учитывая, что технология сращивания крупных частей железобетонных корпусов на плаву существенно проще технологии сращивания на плаву частей стального корпуса из-за менее жёстких требований к точности стыковки корпусных связей.

В нашей стране накоплен многолетний опыт сращивания на плаву частей корпусов плавучих железобетонных и композитных доков из двух половин после перегона их морем и даже океанами к месту эксплуатации. Предлагаемое сооружение МПБ, по мнению авторов, имеет хорошие перспективы, оно с большой эффективностью может быть использовано в качестве базового объекта для обеспечения функционирования морского космодрома типа "Морской старт" в экваториальной зоне Атлантического или Тихого океанов. Известно, что пуски ракет в экваториальной зоне планеты позволяют решать задачи, связанные с освоением космоса, недоступные или доступные с большими потерями при пуске ракет с российских космодромов. Заметим при этом, что волновые и ветровые условия в экваториальной зоне океанов не превышают указанные выше.

Литература

1. NFESC Technical report TR-2125-OCN Mobile offshore base science and technology program, California, 2000г.
2. MOB URL <http://www.globalsecurity.org/military/systems/ship/mob.htm>
3. M. Pardo, Doctoral dissertation, Establishing offshore autonomous communities: current choices and their proposed evolution, Galicia, 2011г.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ СОСТАВНОГО ВАЛА ЛЕДОКОЛА ПРИ ДЕЙСТВИИ ЛЕДОВЫХ НАГРУЗОК

А.В. АЛЕКСАНДРОВ, Т.Р. РЫБАЛКО
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Одной из важных задач при создании перспективных ледоколов является обеспечение прочности высоконагруженного гребного вала при движении в экстремальных ледовых условиях. Современные методы определения коэффициентов динамического усиления для определения нагрузок расчета прочности вала основаны на обобщении экспериментальных данных. Предлагается метод численного исследования нелинейной динамики вращающегося вала, который позволяет выявить зависимость изгибающего и крутящего момента, осевой и перерезывающей силы в контрольном сечении вала в зависимости от действия ледовой импульсной нагрузки, параметров конструктивного оформления валопровода и характеристики гребного электродвигателя. Предлагаемый алгоритм применим для расчета валопроводов ледоколов нового архитектурно-конструктивного типа, параметры которых выходят за ограничения существующих расчетных методик.

Параметры валопровода ледокола должны удовлетворять требованиям Правил РМРС [1] и действующих нормативных документов. С целью исследования распределения расчетного крутящего момента вдоль вала Q_r в зависимости от заданного суммарного крутящего момента на гребном винте, реального крутящего момента на электродвигателе Q_e , инерционных и упругих характеристик предлагается использовать метод конечных элементов (МКЭ) для решения совместной задачи вращения и деформирования вала [2].

Задача о вращении и деформировании вала в нелинейной динамической постановке решается с применением универсального программного комплекса МКЭ ANSYS [3]. Вал моделируется балочными конечными элементами (рис. 1). Граничные условия модели обеспечивают вращения вала вдоль продольной оси. Закрепление продольных перемещений на опорном подшипнике, применение контактных элементов для моделирования дейдвудного подшипника позволяет исследовать влияние жёсткости облицовки подшипника и зазора между валом и подшипником на параметры колебания вала.

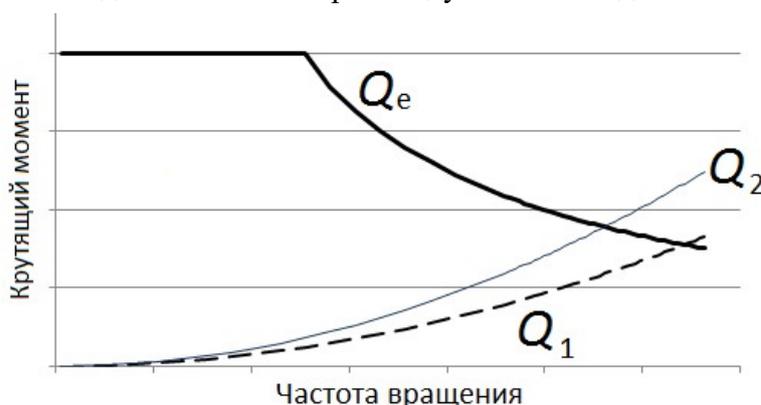


Рисунок 1 – Зависимость вращающегося момента на электродвигателе и на гребном винте при работе на чистой воде и во льдах от частоты вращения валопровода, Q_1, Q_2 – расчетная винтовая характеристика на чистой воде и при работе во льдах, Q_e – крутящий момент на электродвигателе

Зависимость между крутящим моментом на электродвигателе и частотой вращения удовлетворяет условию постоянства мощности, предполагается, что максимальный крутящий момент превышает номинальный не более чем в 2 раза (рис. 1). Среднее значение гидродинамического момента на гребном винте пропорционально второй степени частоты вращения вала и зависит от толщины льда (рис. 1). Ледовая нагрузка в модели представлена последовательностью синусоидальных импульсов (рис. 2а), частота которых зависит от скорости вращения вала и количества лопастей гребного винта, характеризующих наибольшие ледовые нагрузки при фрезеровании льда по Правилам РМРС [1]. Расчет проводится для случая действия наибольшей по величине ледовой нагрузки.

В результате анализа распределения крутящего момента по длине вала получена зависимость крутящего момента на валу на кормовом срезе дейдвудного подшипника и на кормовом торце вала электродвигателя от угла поворота. Пример такой зависимости показан на рисунке 2б. При действии ледовой нагрузки возникает момент торможения вращения гребного винта и, как следствие, снижается частота вращения гребного вала.

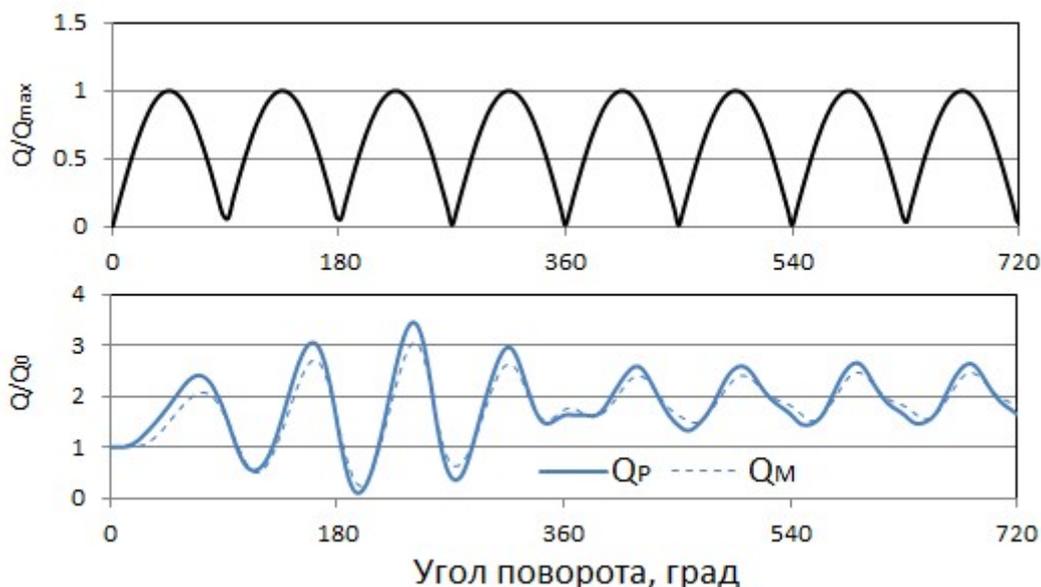


Рисунок 2 – Пример переходного процесса при действии импульсной ледовой нагрузки на гребном винте, а) зависимость относительного ледового крутящего момента на гребном винте ; б) крутящий момент на гребном валу у кормового торца дейдвудного подшипника Q_P и у носового фланца валопровода Q_M в зависимости от угла поворота.

Анализ результатов расчета МКЭ переходных процессов подтвердил работоспособность предлагаемого алгоритма для проведения исследований влияния скорости вращения, жесткости подшипников, конструкционного и внешнего демпфирования на параметры деформирования валопроводов ледоколов и судов ледового плавания при действии ледовых нагрузок.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVII, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2018.
2. Burella G., Moro L. Transient torsional analysis of polar class vessel shafting systems using a lumped model and finite element analysis// Proceedings of the International Offshore and Polar Engineering Conference. 2017. с. 1374-1380
3. ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide. ANSYS, Inc.

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ ДЛЯ РАСЧЁТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ ВЫЗВАННЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕМ КОРПУСА И ГРЕБНЫХ ВИНТОВ СО ЛЬДОМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КРУПНОТОННАЖНЫМ ТРАНСПОРТНЫМ СУДАМ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Н.Н. СПИРИДОНОВ

ГНЦ ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Россия

Доклад посвящён особенностям расчёта вибрации крупнотоннажных судов двойного действия для перевозки сжиженного природного газа (СПГ) при плавании в ледовых условиях. Обеспечение допустимых уровней вибрации для указанной категории судов особенно важно, так как от этого напрямую зависит безопасность эксплуатации судна. Для оценки степени опасности вибрационного воздействия на корпус судна при эксплуатации в ледовых условиях необходимо выполнение трудоёмких расчётов с использованием метода конечных элементов (МКЭ). Точность таких расчётов напрямую зависит от точности определения возмущающих сил, обусловленных взаимодействием корпуса со льдом, сил от работы винтов в нестационарном потоке жидкости за корпусом и сил, вызванных взаимодействием лопастей гребных винтов со льдом.

В настоящее время существуют алгоритмы для определения возмущающих сил при движении в сплошных ровных льдах, например, [1,2,3], на основании которых разработано специализированное программное обеспечение (ПО). Данное ПО позволяет определять возмущающие силы, вызванные работой гребных винтов во льдах и силы, обусловленные взаимодействием корпуса со льдом при движении в сплошных ровных льдах на стационарных режимах движения (с постоянной скоростью и частотой вращения гребных винтов).

В работе [4] показано, что вибрация судов двойного действия обладает некоторыми особенностями, по сравнению с другими судами, эксплуатируемыми в ледовых условиях – ледоколами и судами активного ледового плавания (САЛП). Это обусловлено как набором характерных режимов движения, так и качественными зависимостями уровней вибрации от режимов движения. На рисунке 1 сопоставлены уровни вибрации на лопастной частоте у судна двойного действия и у ледоколов. Как видно из рисунка, у ледоколов при движении во льдах задним ходом вибрация на частоте лопастного порядка увеличивается более чем в 2 раза по сравнению с режимом движения передним ходом, в то время как у судна двойного действия она наоборот снижается. Следует отметить, что для судов двойного действия режим движения задним ходом является более характерным, чем для ледоколов и САЛП, и составляет более 60% от всей продолжительности движения во льдах.

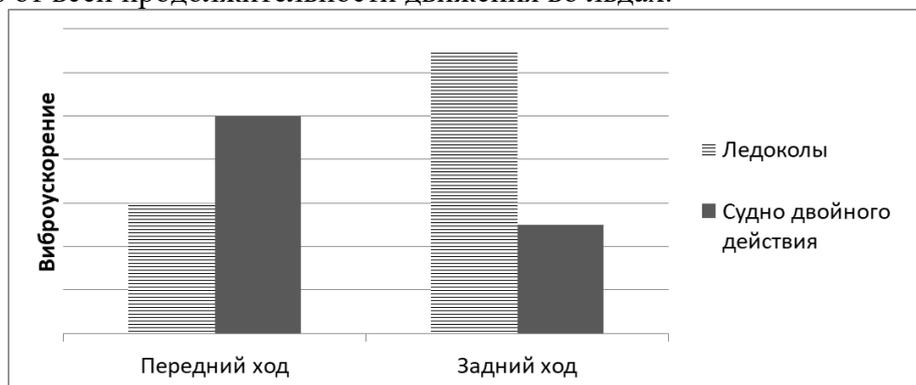


Рисунок 1 – Сопоставление уровней вибрации на лопастной частоте у судов двойного действия и традиционных САЛП.

В связи с этим необходимо производить расчёты вибрации не только при движении в сплошных ровных льдах, но и при движении кормой вперёд, а также на нестационарных режимах движения, например, при циркуляции во льдах или работе набегами. Для оценки возмущающих сил на указанных режимах необходимо разработать алгоритмы расчётного определения возмущающих сил от работы гребных винтов и взаимодействия корпуса судна со льдом, позволяющие производить расчёты вибрации как на стационарных, так и на нестационарных режимах движения. Данная задача может быть решена на основании исследования данных долговременного мониторинга вибрации корпуса судна с учётом основных параметров движения и ледовых условий. Значения возмущающих сил на конкретном выбранном режиме определяются путём решения обратной задачи на основании значений отклика корпуса и его частотной характеристики.

В данном докладе приводятся результаты расчётно-экспериментального исследования возмущающих сил на основании данных эксплуатационного мониторинга крупнотоннажного арктического газовоза ледовой категории Arc7 во время экспериментального рейса в море Лаптевых. Исследованы параметры вибрации корпуса судна при самостоятельном движении носом вперед и кормой вперед, движении в канале за ледоколом, на циркуляциях во льдах и при преодолении крупных торосов. Ледовые условия во время рейса изменялись в широких пределах. Толщина сплошного ровного льда варьировалась от 0.2 до 1.5 м, торосы – до 8 м. Частотная характеристика корпуса определялась при помощи трёхмерной конечно-элементной модели корпуса судна. В результате исследования выявлены основные закономерности изменения возмущающих сил на различных режимах движения во льдах.

На основании полученных результатов были уточнены существующие подходы к расчётному определению возмущающих сил. Построены эмпирические зависимости для различных групп режимов – движение в сплошных льдах носом вперёд, кормой вперёд, форсирование торосов набегами, циркуляции и пр. В качестве основных параметров, характеризующих режим, выбраны скорость движения судна, мощность на гребных винтах и частота их вращения. Полученные результаты могут быть применены при расчётных оценках вибрации и эксплуатационного ресурса мембранных грузовых емкостей судов двойного действия, а также для совершенствования существующего специализированного ПО.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буданов Д.А., Никольский Ю.А. Особенности ходовой вибрации корпуса судна при плавании во льдах // Polartech'96 International Conference on Development and Commercial Utilization of Technologies in Polar Regions, September 24-26, 1996, Krylov Shipbuilding Research Institute, St. Petersburg, Russia.
2. Спиридонов Н.Н., Белов И.М., Дульнев А.И. Вероятностные аспекты моделирования возмущающих сил при взаимодействии корпуса судна со льдом. // Труды Крыловского государственного научного центра. 2016. Вып. 94(378). С. 113-123.
3. Меркулов В.А., Пасуманский Е.М., Динамика и прочность двигательных комплексов ледоколов и судов ледового плавания. // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – 2004. Вып. 18(302).
4. Спиридонов Н.Н., Белов И.М., Дульнев А.И., Родосский П.А. Исследование параметров вибрации крупнотоннажного арктического газовоза при плавании в ледовых условиях. // Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2/2018. С. 115-122.

ОПЫТ БОРЬБЫ С ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИЕЙ, ВЫЗВАННОЙ РАБОТОЙ ПОДРУЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Д.В. БАГАЕВ, М.А. ИВАНОВ, А.А. КОВАЛЬ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

По результатам натурных измерений на судне при работе подруливающих устройств (ПУ) ПУ200Ф мощностью 1100 кВт с 4-х лопастным винтом была зафиксирована вибрация верхних точек электродвигателей (ЭД) в 8-10 раз превышающая требования технических норм РМРС [1]. Кроме того, вибрация в 1.5-3.5 раза выше требований технических норм РМРС [2] обнаружена на корпусных конструкциях в р-не отсека ПУ.

На основании результатов натурных измерений, комплекса экспериментальных исследований в кавитационной трубе, расчетных исследований с применением пакета гидродинамического анализа Star-CCM+, а также вибрационных расчетов в программном комплексе ANSYS было установлено, что причинами повышенной вибрации являлись высокие уровни гидродинамических нестационарных нагрузок на гребном винте и пульсаций давления на стенках канала, а также наличие резонансов ЭД и корпусных конструкций в р-не отсека ПУ.

С целью снижения вибрации до допустимых уровней было принято решение о замене базового 4-х лопастного винта на оптимизированный 6-ти лопастной винт, а также о подкреплении пластин корпусных конструкций в р-не отсека ПУ. В связи с этим выполнен комплекс расчетно-экспериментальных исследований по разработке оптимизированного 6-ти лопастного винта (см. рис. 1-3), определению его гидродинамических характеристик и создаваемых им вибрационных нагрузок, а также расчетной оценке эффективности разработанных мероприятий.

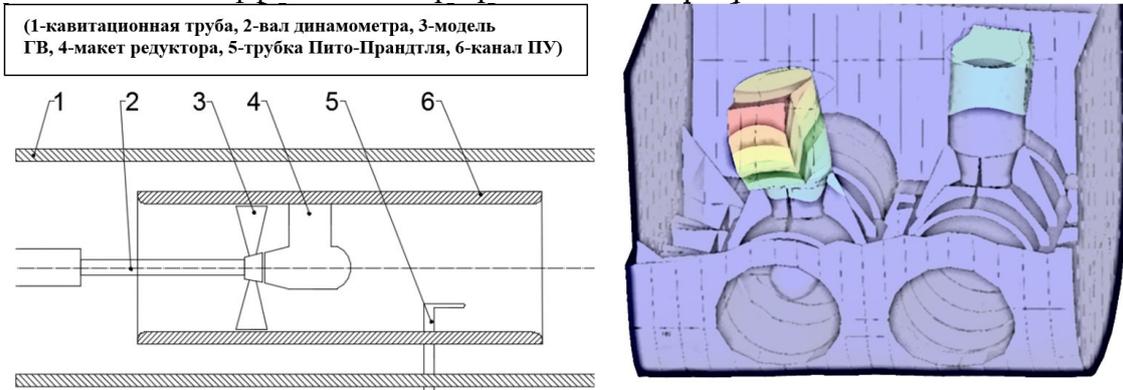


Рисунок 1 – Схема установки для испытаний модели гребных винтов ПУ (слева), одна из форм собственных колебаний ЭД, полученная в результате расчетов в Ansys (справа)



Рисунок 2 – Модели 4-х лопастного гребного винта (слева) и 6-ти лопастного гребного винта (справа)

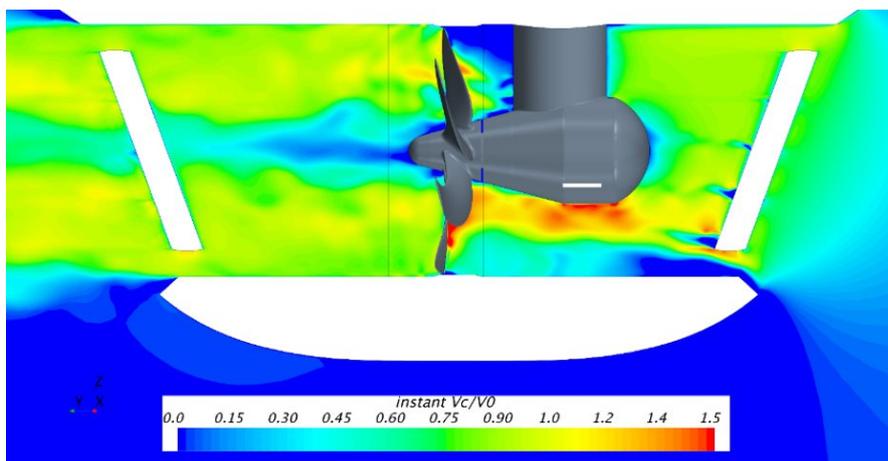


Рисунок 3 – Распределение мгновенной скорости, полученное в результате расчета в пакете Star-CCM+ (справа)

На основании выполненных исследований установлено, что замена базового винта на разработанный 6-ти лопастный винт приводит к снижению гидродинамических вибрационных нагрузок, а в сочетании с разработанными ЗАО «Спецсудопроект» подкреплениями пластин обеспечиваются допустимые техническими нормами уровни вибрации корпусных конструкций в р-не отсека ПУ во всем диапазоне эксплуатационных оборотов. Однако допустимые уровни вибрации ЭД, вследствие наличия резонансных явлений, обеспечиваются только в диапазоне работы до 90% оборотов. Поэтому в дополнение к перечисленным мероприятиям для удовлетворения требований РМРС разработано дополнительное решение по увеличению динамической жесткости систем ПУ-ЭД с помощью установки верхнего амортизированного крепления ЭД с применением амортизаторов АКСС-400М.

Полученный опыт свидетельствует о том [3, 4], что при использовании ПУ мощностью более 1000 кВт, растет риск повышенной вибрации, вызванной их работой. Существующая база нормативной документации, а также методики стендовых испытаний не позволяют выполнить прогноз параметров вынужденной вибрации при работе ПУ, смонтированных на судне. В связи с этим необходимо совершенствование конструкций ПУ, развитие методов прогнозирования и испытаний, а также средств борьбы с повышенной вибрацией корпусных конструкций и электродвигателей ПУ на уже построенных судах.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Правила классификации и постройки морских судов, РМРС, т.2, часть 7, 2018 г.
2. Правила классификации и постройки морских судов, РМРС, т.1, часть 2, 2018 г.
3. Ермолаев А.А., Шевцов С.П. Проблема вибрации подруливающих устройств и способы ее решения. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; специальный выпуск 1:67-74.
4. R. Fisher, Bow thruster induced noise and vibration. //Dynamic positioning conference. October 2000.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОЛОГИИ СЦЕПЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОНСТРУКЦИЙ СО ЛЬДОМ

В.А. КОРШУНОВ, Р.С. МУДРИК, Д.А. ПОНОМАРЕВ, А.А. РОДИОНОВ
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

В последние годы наблюдается большой интерес к Арктическому региону, и тематика взаимодействия льда с конструкциями привлекает все больше внимания. При этом наиболее важным с точки зрения проектирования остается вопрос анализа глобальных и локальных ледовых нагрузок. Существующие методики расчета базируются на эмпирических и статистических формулах [1-2] и как правило дают верхние оценки значений внешних нагрузок и не учитывают динамическое взаимодействие.

Для расширения возможностей оценки ледовых нагрузок и анализа протекающих процессов используются современные численные процедуры. Реализация процессов деформирования в настоящее время часто моделируется с помощью метода конечных элементов. При этом возможный анализ разрушения выполняется путем эрозии твердотельных элементов на поверхности контакта конструкции и ледяного поля или ледовых образований, например, [3]. Поскольку на поверхности контакта при взаимодействии льда преобладает сжатие, эрозия элементов приводит к нефизическим результатам. При этом в виду удаления элементов из модели не учитывается истинное пятно контакта, что приводит к некорректной оценке нагрузок. Используемая численная модель должна сохранять объем и учитывать произвольный путь разрушения. Кроме того, необходимо учитывать перенос массы обломков льда на контактной поверхности и откалывание более крупных ледяных образований. В соответствии с этими требованиями в данной работе рассматривается методология сцепляющих элементов (МСЭ) [4-5]. Данный подход базируется на введении в численную модель дополнительных элементов, которые связывают твердотельные конечные элементы среды (льда). При этом сцепляющие и твердотельные элементы имеют общие узлы для прямой передачи деформаций и напряжений. Для сцепляющих элементов задается специальная модель материала, в которой усилие в элементе является функцией смещения между поверхностями твердотельных элементов, т.е. описывается законом связи усилия и перемещения. Сцепляющий элемент отключается, когда перемещение достигает критического значения. Максимальное усилие, критическое перемещение и энергия разрушения являются параметрами модели материала, которые зачастую калибруются для конкретного применения. Остается целой проблемой, как получить параметры для другой численной модели и каковы ограничения исходной модели и ее параметров. Следовательно, общая применимость этих подходов ограничена, тем не менее данный подход является одним из перспективных, т.к. позволяет проводить оценки не только глобальных, но и локальных ледовых нагрузок с возможным учетом нелинейного деформирования конструкций.

В работе продемонстрированы возможности использования метода конечных элементов с применением МСЭ на примере численного моделирования взаимодействия корпуса судна с ледяным полем при его движении с заданным курсовым углом. Корпус судна принимается абсолютно жестким, материал корпуса – сталь. При этом корпус имеет возможность свободно двигаться в вертикальном направлении и менять угол крена и дифферента.

Физико-механические свойства материала объемных и сцепляющих элементов принимаются различными таким образом, чтобы интегральные характеристики льда в численной модели соответствовали заданным. В качестве граничных условий используется условие симметрии по краям ледяного поля. Рассматривается учет сил плавучести без учета и с учетом явного моделирования внешней среды, рисунок 1. Для учета взаимодействия с водной средой задаются гравитационные силы и силы поддержания, при этом сравниваются два подхода: явное моделирование поведения жидкости и приложение только гидростатического давления с помощью написанной пользовательской функции.

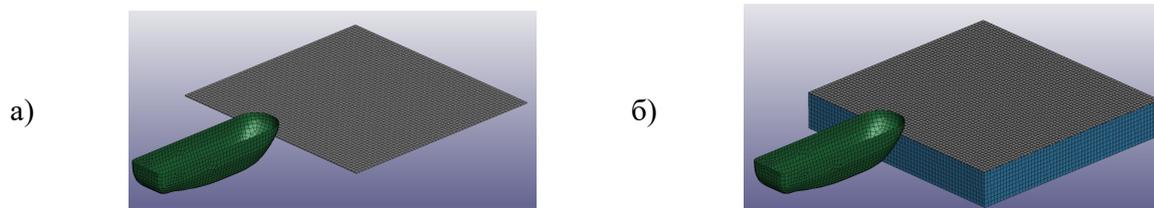


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель корпуса судна и ледового поля без учета (а) и с учетом (б) внешней среды.

В результате численного моделирования получены картины разрушения ледяного поля и проанализирована прокладка судном ледового канала, рисунок 2. Выполнены оценки глобальных ледовых нагрузок, действующих на корпус судна при различных курсовых углах. Рассмотрены различные параметры для используемой модели материала сцепляющих элементов, в частности исследовано влияние значений интенсивности скоростей высвобождения энергии на формы разрушения ледяного поля при контактом динамическом взаимодействии с судном.



Рисунок 1 – Прокладка судном ледового канала с курсовым углом 30° (а) и история изменения глобальной ледовой нагрузки в процессе взаимодействия. (б)

Литература

1. Kellner L., Herrnring H., Ring M., REVIEW OF ICE LOAD STANDARDS AND COMPARISON WITH MEASUREMENTS, Proceedings of the ASME 2017 36 th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (2017).
2. Ким С.Д., Финагенов О.М., Т.Э. Уварова Определение ледовых нагрузок на сооружения континентального шельфа по нормам различных стран. Вести газовой науки: Современные подходы и перспективные технологии в проектах освоения нефтегазовых месторождений российского шельфа. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2013. – № 3 (14). – С. 97–103.]
3. P.F. Moore, I.J. Jordaan, R.S. Taylor, Explicit finite element analysis of compressive ice failure using damage mechanics, 2013
4. Коршунов В.А., Пономарев Д.А. Родионов А.А. Численное моделирование взаимодействия морских сооружений с ледовым полем. «Морской вестник». 2017. Спецвыпуск №1(13). с.41-48
5. Hauke Herrnring, Leon Kellner, Jan M. Kubiczek, Sören Ehlers. Simulation of Ice-Structure Interaction with CZM-Elements, LS-DYNA Forum 2018, Bamberg

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК И ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОЛЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ СРЕДЫ

Н.С. БЕРДЕННИКОВ, П.А. ДОДОНОВ, А.В. ЗАДУМОВ, Н.Н. ФЕДОНЮК
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Рассматривается изотропная среда, в которой произвольно расположены полые сферические включения. Частным случаем является сферопластик, состоящий из полимерной матрицы, которая плотно наполнена стеклянными микросферами.

Для построения модели деформирования и разрушения такой среды со сферическими включениями, находящейся в условиях всестороннего сжатия, необходимо определить концентрацию напряжений около этих включений и оценить их влияние друг на друга в зависимости от характеристик включений и их взаимного расположения.

В рамках теории упругости получено решение задачи о напряженном состоянии среды с двумя сферическими включениями, находящимися в бесконечном пространстве, и в частном случае о взаимодействии одиночного включения с границей полупространства [1]. Если включений больше двух, то для оценки влияния на рассматриваемое включение соседних включений можно воспользоваться результатами решения этой задачи, используя принцип суперпозиции. Однако, такой подход требует обоснования.

С этой целью была разработана конечно-элементная модель изотропной среды с несколькими сферическими включениями, расположенными определенным образом, в рамках объемной задачи теории упругости (рисунок 1). Реализация этой модели производилась с использованием программного комплекса ANSYS. При разработке модели были выполнены численные исследования с целью выбора наиболее оптимального сочетания следующих факторов: формы разбиения на элементы и густоты конечно-элементной сетки, типа элементов, способа деления модели на функциональные области. Учитывая особенности возможных вариаций исходной геометрии задачи (например, очень близкое расположение сфер друг к другу и пр.), при построении модели были использованы следующие принципы:

- элементы с промежуточными узлами: SOLID186 для объемной постановки задачи, PLANE183 – для осесимметричной;
- очень мелкая структурированная гексагональная сетка для сферических включений и контактирующих с ними слоев матрицы заданной толщины;
- дополнительный слой гексагональных элементов на границе «структурированной» области с целью сглаживания результатов расчетов.

Результаты численного решения задачи теории упругости [1] и расчетов с помощью МКЭ для одного и двух сферических включений при широком варьировании характеристик включений и их расположения относительно друг друга показывают, что эти результаты достаточно хорошо согласуются между собой (рисунок 2). Проведенные расчетные исследования позволили выявить основные закономерности влияния на напряженное состояние среды объёмного модуля упругости (ОМУ) включения и его отстояния от соседних включений и границы среды (рисунок 3).

Можно отметить, что при близких значениях ОМУ всех компонентов модели концентрация напряжений практически не возникает как возле границы среды, так и на удалении от нее.

Сопоставление результатов расчетов напряженного состояния среды с двумя и более включениями, расположенными недалеко от границы среды, с помощью МКЭ с решением задачи теории упругости [1] с применением принципа суперпозиции показывает их хорошую сходимость с достаточной для практики точностью (рисунок 4). Это позволяет использовать принцип суперпозиции при построении модели деформирования и разрушения среды со сферическими включениями.

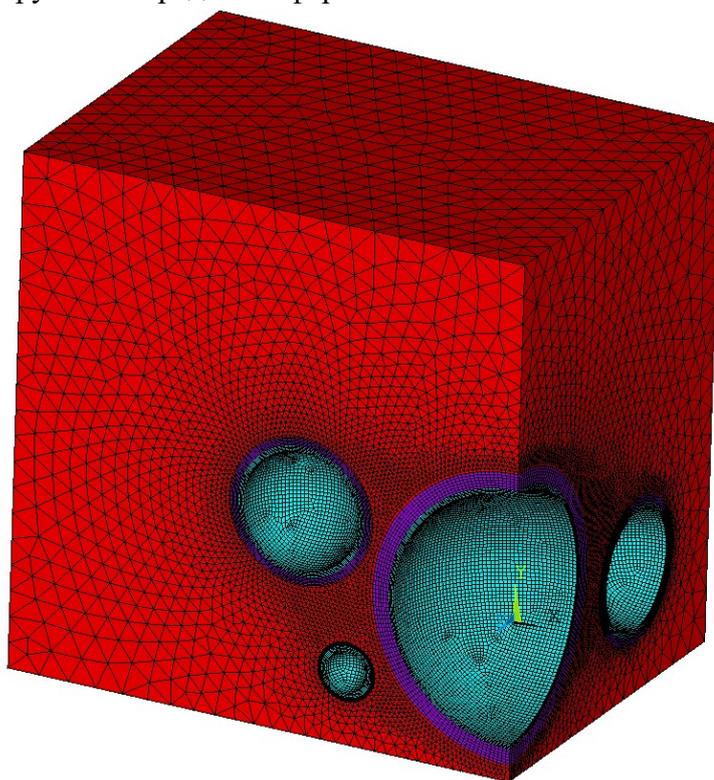


Рисунок 1 – Фрагмент конечно-элементной модели изотропной среды со сферическими включениями.

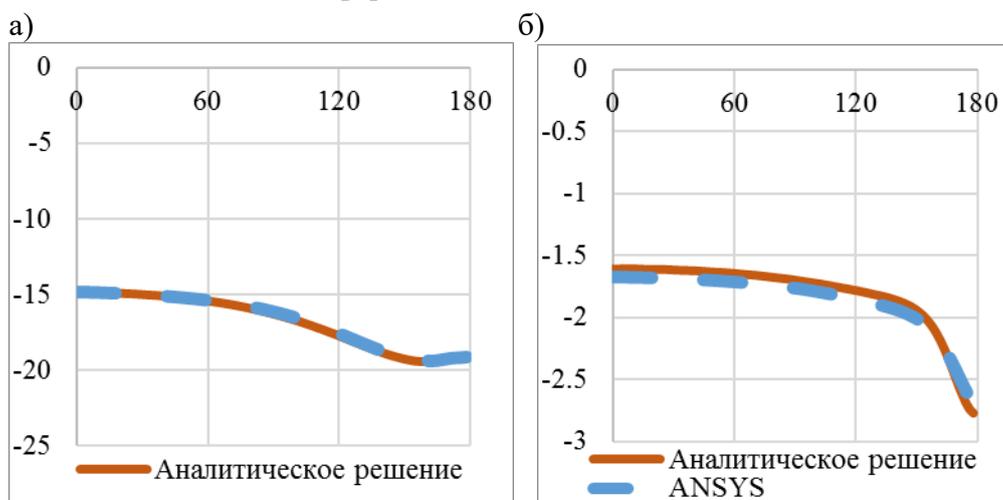


Рисунок 2 – Напряжения $\sigma_{\varphi\varphi}$ в сфере, расположенной у границы среды - а) на внутренней поверхности сферы; б) в матрице.

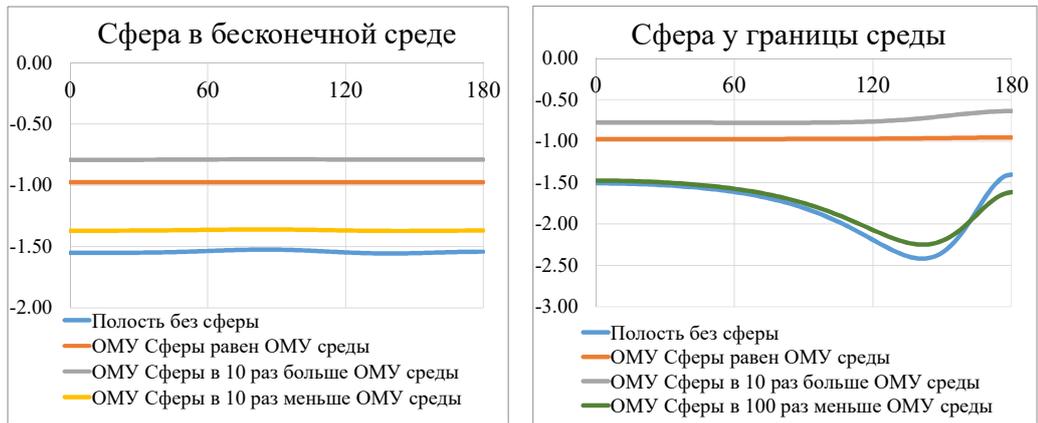


Рисунок 3 – Напряжения $\sigma_{\phi\phi}$ в матрице на границе с одиночной сферой.

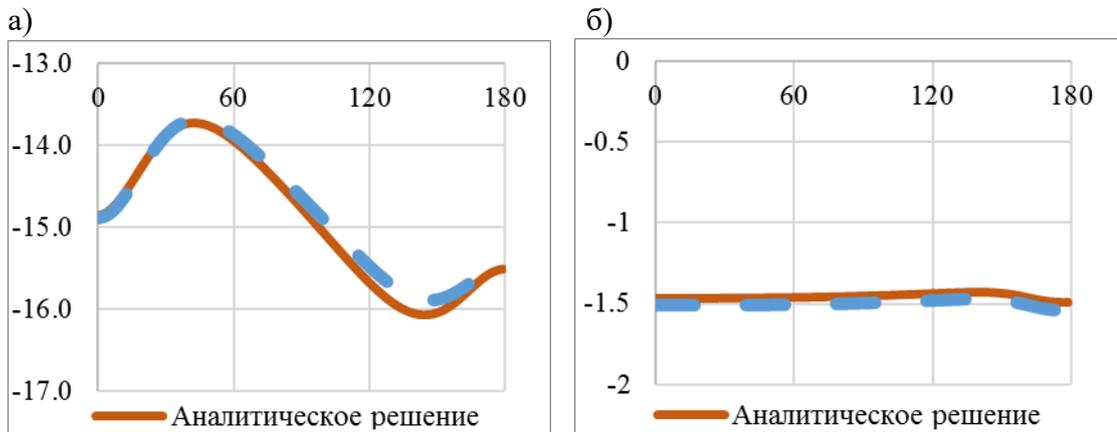


Рисунок 4 – Напряжения $\sigma_{\phi\phi}$ в сфере, расположенной между границей среды и близкорасположенной соседней сферой
а) на внутренней поверхности сферы; б) в матрице.

Литература

1. Н.Н. Федонюк, П.А. Додонов, Решение задачи теории упругости о напряженном состоянии двух двуслойных сферических включений при всестороннем сжатии в изотропной среде. В настоящем сб. тезисов.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА АРМИРОВАННОГО ПОЛЫМИ СТЕКЛЯННЫМИ МИКРОСФЕРАМИ

П.А. ДОДОНОВ, Н.Н. ФЕДОНЮК
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Сферопластик (СФП) по своей структуре представляет собой неоднородно армированный полимерный композиционный материал, состоящий из полимерной матрицы, в которой хаотически с высокой степенью заполнения расположены стеклянные микросферы диаметром в диапазоне от 20 до 150 мкм. Независимо от способа изготовления СФП полимерная матрица содержит определенное количество воздушных включений (газовых пор). С позиций теории неоднородных сред СФП в микрообъеме можно отнести к гетерогенным материалам с тремя фазами: полимерная матрица, микросферы, воздушные поры.

Стеклянные микросферы, используемые в СФП, представляют собой, при их качественном изготовлении, правильные по форме полые сферы (рисунок 1), распределение которых по диаметрам характеризуется определенной гистограммой (рисунок 2).



Рисунок 1 - Фотография полых стеклянных микросфер

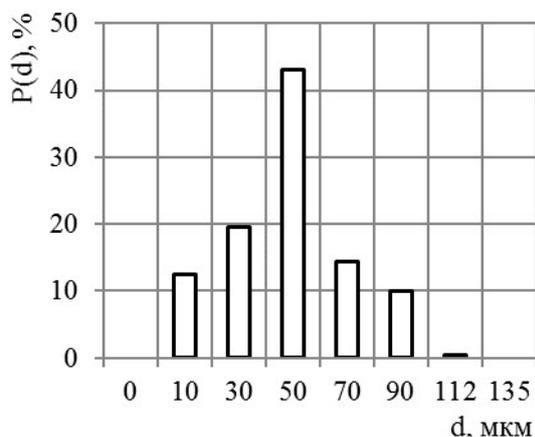


Рисунок 2 - Гистограмма массового распределения микросфер по диаметрам

Для построения микромеханической модели деформирования и разрушения СФП под действием гидростатического давления необходимо в первую очередь построить модель структуры, из которой можно определить координаты каждой микросферы и ее расположение относительно других сфер и границ объема (рисунки 3,4). При этом для заданной гистограммы распределения микросфер должен обеспечиваться максимально допустимый коэффициент заполнения объема (КЗО), который на практике обычно находится в диапазоне 62 – 74% в зависимости от типа микросфер, при определенных требованиях относительно контакта микросфер.

В данной работе были рассмотрены различные подходы к полидисперсной упаковке сфер. Для монодисперсных (все частицы одного размера) сфер плотнейшей упаковке с КЗО ~74% соответствует равномерное распределение сфер в объеме с гексагональной сингонией. Использование такого подхода приводит к повышению КЗО (без дополнительных шагов) до 15% ÷ 30% в зависимости от типа распределения микросфер по диаметрам.

Для увеличения КЗО был рассмотрен подход «перекатывающихся частиц», в рамках которого первоначальная позиция каждой сферы выбирается случайным образом, в незанятом пространстве между уже созданных сфер. Новой сфере придается случайное направление движения. Сфера наталкивается на препятствие – стенку объема или другую

сферу и «прилипает» к ней, т.е. обеспечивается заданное расстояние между стенками сфер. Далее происходит скольжение по поверхности в направлении ближайшего следующего препятствия. После этого процесс повторяется один раз для полного определения сферы в пространстве по трем точкам соприкосновения. В зависимости от выбора микросфер такой подход позволяет достичь КЗО 48% ÷ 58%.

Для достижения реальных значений КЗО, указанных выше, был использован алгоритм Любачевского – Стилинжера (ЛСА), который имитирует процесс «сжатия» движущегося потока твердых сфер (в общем случае частиц), которые увеличиваются в размерах [1,2]. Движение представляется как последовательность дискретных событий, где событиями оказываются соударения сфер, а также столкновения сфер с твердыми стенками. Ведется учет числа соударений, пробега сфер между столкновениями, скорости сфер, позиции сфер и других параметров. Диаметр сфер увеличивается с каждым шагом увеличения «давления сжатия».

В рамках данной работы ЛСА был модифицирован для решения задачи полидисперсных микросфер. Для решения полидисперсной задачи с использованием ЛСА каждой сфере присваивалась своя скорость «расширения», которая позволяла достичь заданное соотношение распределения микросфер по диаметрам. Полученный алгоритм был реализован в программном коде. На рисунке 3 представлен результат расчета для модели упаковки сфер, построенной с КЗО 65% для 10,000 сфер.

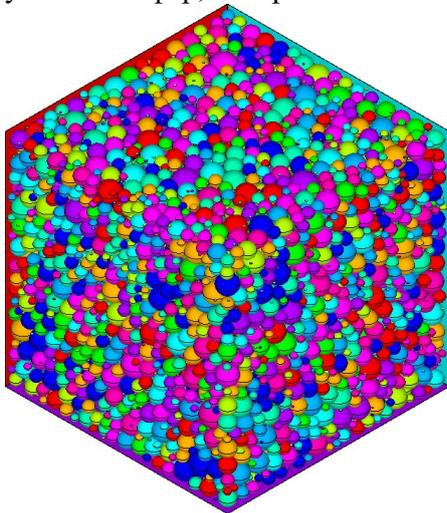


Рисунок 3 – Упаковка сфер с КЗО 65% для 10,000 сфер

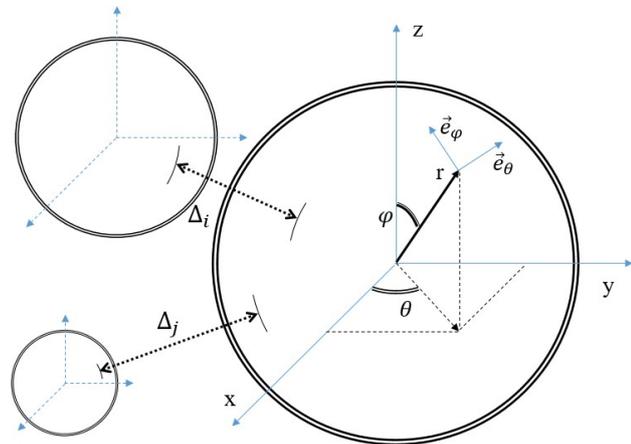


Рисунок 4 – Взаимодействие микросфер и системы координат

Реализованный подход позволил осуществить переход к моделированию случайного распределения сфер в объеме образца материала с заданными КЗО и гистограммой распределения диаметров микросфер. Зная структуру СФП, можно переходить к построению микромеханической модели материала (рисунок 4), позволяющей определить его напряженно-деформированное состояние при гидростатическом сжатии на основе решения задач теории упругости о концентрации напряжений вблизи сферических включений [3] и исследовать процессы накопления повреждений в нем вплоть до разрушения.

Литература

1. B.D. Lubachevsky and F.H. Stillinger. Geometric properties of random disk packings, J. Statistical Physics 60 (1990), 561-583.
2. M. Skoge, A. Donev, F.H. Stillinger and S. Torquato. Packing hyperspheres in high-dimensional euclidean spaces, 2006.
3. Н.Н. Федонюк, П.А. Додонов. Решение задачи теории упругости о напряженном состоянии двух двуслойных сферических включений при всестороннем сжатии в изотропной среде. В настоящем сб. тезисов.

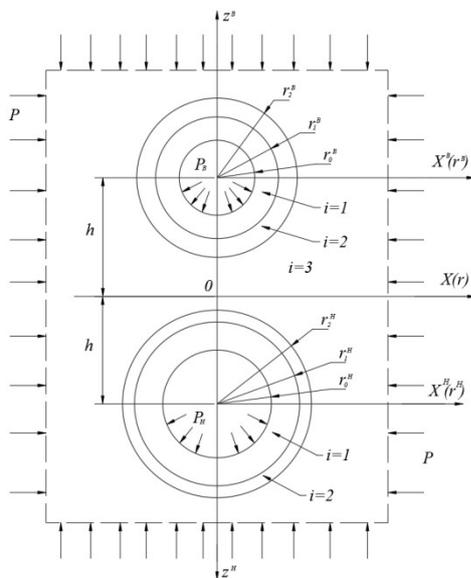
РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ ДВУХ ДВУХСЛОЙНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ ПРИ ВСЕСТОРОННЕМ СЖАТИИ В БЕСКОНЕЧНОЙ СРЕДЕ

Н.Н. ФЕДОНЮК, П.А. ДОДОНОВ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»
Санкт-Петербург, Россия

Для построения математической модели деформирования и разрушения полимерного композиционного материала, армированного полыми сферическими включениями, - сферопластика (СФП), при действии всестороннего давления необходимо определить концентрацию напряжений около включения с учетом влияния на него соседних включений и границы среды. С этой целью была решена задача теории упругости о напряженно-деформированном состоянии (НДС) двух двухслойных сферических включений разного диаметра, находящихся в бесконечном пространстве. Первым слоем включения является собственно сама сфера, в частном случае стеклянная микросфера, второй слой – окружающая её полимерная матрица, остальная часть пространства представляет собой изотропную среду с эффективными упругими характеристиками, равными характеристикам СФП.

Решение задачи о сферической полости, расположенной в полубесконечной среде, получено в [1] - [3]. На сферическое включение это решение распространено в [4], и на двухслойное сферическое включение – в [5]. Системы двух и более однослойных сферических включений одинакового диаметра, расположенных по одной оси в бесконечном пространстве, рассмотрены в [6], [7]. Для сферических полостей разного диаметра, расположенных в бесконечной среде при осевом сжатии, решение получено в единственной известной работе [8].

Расчетная схема рассматриваемой задачи с системами координат и условиями нагружения приведена на рисунке 1.



В каждом полупространстве, разделенном плоскостью $z = 0$ в общей цилиндрической системе координат r, θ, z , находится одно двухслойное сферическое включение, для которого заданы локальные цилиндрическая r^k, θ^k, z^k ($k = B, H$) и сферическая R^k, φ^k, θ^k системы координат, связанные с центром каждого включения

Общее решение задачи было представлено в форме Папковича-Нейбера, которое для осесимметричного случая имеет вид:

$$2G\bar{u} = 4(1-\nu)\psi_3\bar{e}_z - grad(z\psi_3 + \psi_0)$$

Статические и кинематические граничные условия для включений сформулированы в предположении, что слои включения между Рисунок 1 собой и со средой абсолютно жестко связаны. Также предполагается, что полупространства жестко соединены между собой по поверхности $z = 0$. Раскладывая в каждом полупространстве напряженное состояние на однородное поле

гидростатического сжатия и возмущенное состояние, вызванное наличием включений, можно гармонические функции ψ_0 и ψ_3 , описывающие возмущенное состояние, выразить с использованием преобразования Ханкеля через функции Лежандра $P_n(\mu)$ и Гамма функции $\Gamma_{n,m}$:

$$\psi_{0v}^{k(3)} = p \sum_{n=0}^{\infty} (A_n^k \bar{R}^{-(n+1)} + \alpha_n^k \bar{R}^n) P_n(\mu) \quad \psi_{3v}^{k(3)} = p \sum_{n=0}^{\infty} (B_n^k \bar{R}^{-(n+1)} + \beta_n^k \bar{R}^n) P_n(\mu)$$

где: $\bar{R} = 2R/\Delta$, $\Delta = 2h$, p – внешнее давление,

$$\alpha_n^k = \sum_{m=0}^{\infty} \Gamma_{n,m} (A_m^l - 2B_m^l), \quad \beta_n^k = - \sum_{m=0}^{\infty} \Gamma_{n,m} B_m^l \quad (k, l = B, H; k \neq l), \quad \Gamma_{n,m} = \frac{(-1)^{n+m}}{n!m!} \int_0^{\infty} \lambda^{n+m} e^{-2\lambda} d\lambda$$

Подчиняя вектор перемещений и тензор напряжений во включениях и в среде граничным условиям, можно получить, с использованием свойства ортогональности многочленов Лежандра, следующую бесконечную систему линейных алгебраических уравнений $[A]\{X\} = \{B\}$ для определения неизвестных коэффициентов. Частным случаем решения этой задачи является задача о НДС одиночного двухслойного сферического включения, расположенного вблизи границы в упругом полупространстве.

На базе полученного решения разработана вычислительная программа и проведены многочисленные расчеты, показывающие широкие возможности данного решения по определению концентрации напряжений вблизи сферических включений, что использовано при построении модели деформирования и разрушения СФП.

В качестве примера на рисунке 2 приведены результаты определения напряжений $\sigma_{\varphi\varphi}^{(1)B}$ и $\sigma_{\theta\theta}^{(1)B}$ на внутренней поверхности одной (B) из двух стеклянных микросфер на $R^B = r_0^B$, которые обладают наибольшим значением при оценке прочности микросферы, в зависимости от её отстояния от такой же соседней микросферы r_0^B/h .

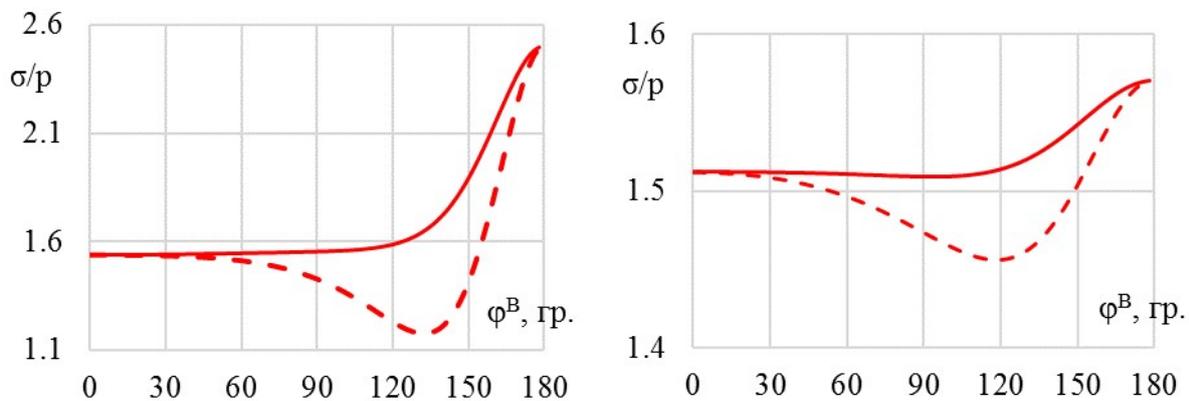


Рисунок 2

а) $r_0^B/h = 0,9$, б) $r_0^B/h = 0,5$, где — — $\sigma_{\varphi\varphi}^{(1)B}$, - - - $\sigma_{\theta\theta}^{(1)B}$

Литература

1. Tsuchida E., Nakahara I., Stresses in a semi – infinite body subjected to pressure on the surface of a cavity and plane boundary Bull, ISME, 1972, vol. 15.
2. Головченко Ю.Б. Концентрация напряжений в полубесконечной среде с полостью. – Динамика и прочность судовых машин. Сб. научных трудов НКИ, Николаев, 1983 г.
3. Чанкветадзе Г.Г. Упругое полупространство со сферической полостью. – Инженерный сборник, 1955 г. № 22.

4. Головченко Ю.Б. Напряжённое состояние системы шаровое включение – матрица, спаянных по поверхности контакта. – Технология судостроения и сварочное производство. Сб. научных трудов НКИ, 1984 г.

5. Федонюк Н.Н., Рыжкин А.Е. Исследование влияния дефектов на прочностные характеристики блоков плавучести из сферопластика с целью расширения норм допускаемых дефектов применительно к заказу 10831. Часть П. Дефекты типа воздушных пор и включений. Технический отчёт ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1993, выпуск 35541.

6. Вольперт В.С., Олегин И.П. Осесимметричное напряжённое состояние пространства, содержащего систему сферических полостей или включений. – Рук. деп. в ВИНТИ, № 3266-77.

7. Олегин И.П. Пространственное напряжённое состояние бесконечного тела, содержащего однопериодическую систему жёстких включений. – В сб. : Механика деформируемого тела и расчёт транспортных сооружений, Новосибирск, НИЖТ, 1980 г

8. Калинин А.А., Федосеев Г.Н., Шмидт, М.П. Сжатие упругого изотропного пространства с двумя сферическими полостями. – Рук. деп. в ВИНТИ, №1864-81.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕМПФЕРА НА ОСНОВЕ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩЕГО СЛОЯ ВПС ДЛЯ СНИЖЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

М.А. ИВАНОВ

ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

По результатам натурных измерений на судне при работе подруливающих устройств (ПУ) была зафиксирована резонансная вибрация верхних точек электродвигателей (ЭД) в 8-10 раз превышающая требования технических норм РМРС.

С целью разработки эффективного средства [1-2], снижающего резонансную вибрацию ЭД, было произведено лабораторное экспериментальное исследование возможности применения демпфера на основе вибропоглощающего вязкоупругого слоя ВПС-2.5, обладающего высокими демпфирующими характеристиками при работе на сдвиг. В качестве объектов исследования выбраны консольная и жестко заделанная балки.

Все исследования производились в диапазоне частот 30 – 40 Гц и температур 20 - 35 °С, что соответствует натурным судовым условиям. По результатам расчетов и испытаний установлено, что применение демпфера на основе слоя ВПС-2.5 позволяет увеличить коэффициент потерь балок в 2.5 – 5 раз (см. рис. 1) в зависимости от температуры, при этом приведенная жесткость слоя составляет 5 % от приведенной жесткости балки. Для улучшения демпфирования в широком диапазоне температур необходимо использовать демпфер, состоящий из нескольких вязкоупругих слоев с различными температурными характеристиками.

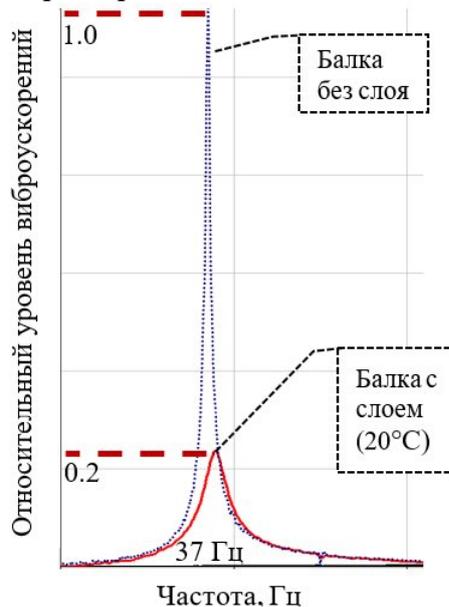


Рисунок 1 – Результаты частотных испытаний балки

В результате проделанной работы разработана методика, позволяющая спроектировать демпфер на основе слоев ВПС для снижения резонансных колебаний ЭД подруливающих устройств.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Кирпичников В.Ю., Савенко В.В., Смольников В.Ю., Шлемов Ю.Ф. Разработка новых высокоэффективных средств вибродемпфирования судовых конструкций. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; 1(387): 167–174.
2. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Яковлева Е.В. Влияние потерь в упругом элементе антивибратора на его эффективность. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 386(4): 168–175.

ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ГИПЕРУПРУГИХ МАТЕРИАЛОВ, СОДЕРЖАЩИХ ВНУТРЕННИЕ ПОЛОСТИ

А.Г. ТАУБИН, К.А. РУМЯНЦЕВ, А.В. КОМЕНДАНТОВ

В настоящее время увеличивается разнообразие резинотехнических изделий различного назначения, применяемых в судостроении. Для обеспечения регулируемой податливости в ряде случаев внутри таких изделий вводят полости. При изучении особенностей глубокого деформирования подобных изделий следует учитывать геометрическую и физическую нелинейности. Не всегда даже круговые полости находятся в условиях осевой симметрии, поэтому задача рассматривается без учета этого фактора.

Целью работы является отработка наиболее эффективных путей решения задач деформирования сложных резинотехнических изделий и определение особенностей поведения внутренних полостей при сжатии.

Для иллюстрации различных подходов выбрана характерная конструкция резинового амортизатора в виде куба, содержащего внутреннюю полость эллипсоидальной формы. Внешняя нагрузка действует на верхнюю грань и ее величина достаточна для изучения эффектов глубокого деформирования. Перемещение в боковом направлении ограничиваются. В таких условиях материал деформируется только внутри полости. Половина модели показана на рисунке 1.

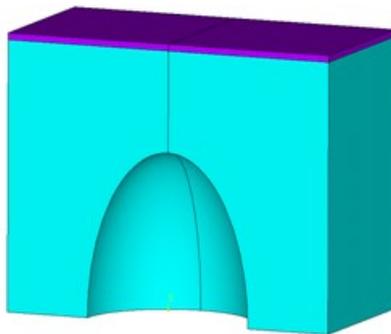
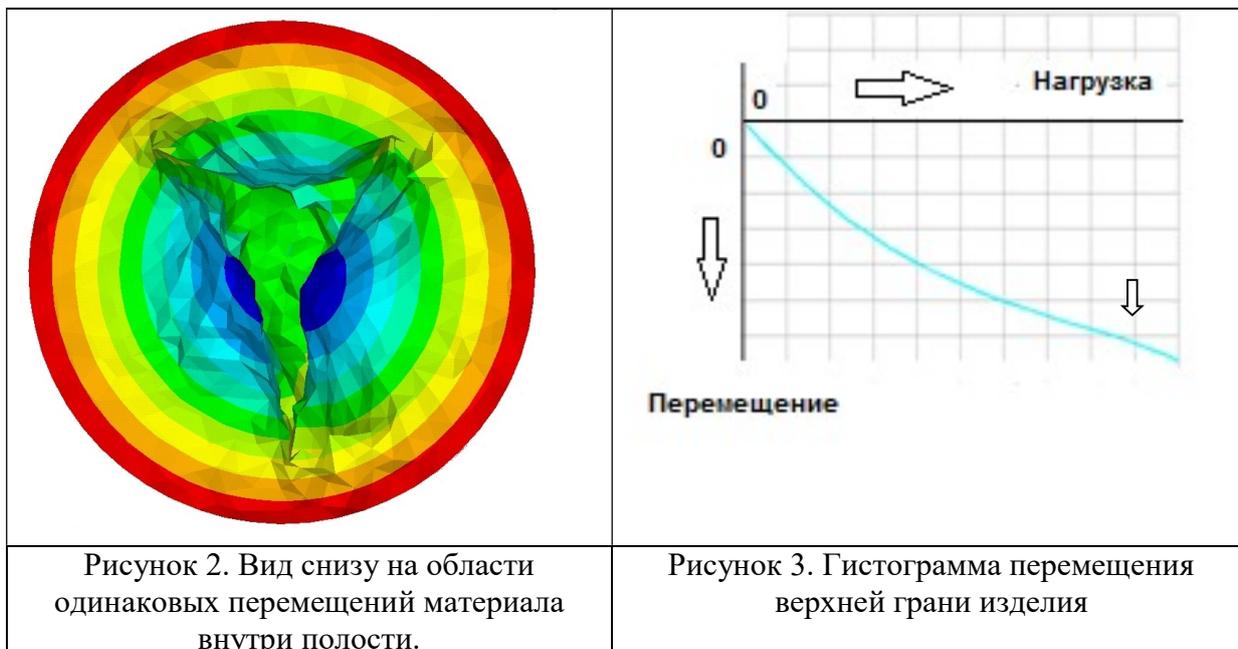


Рисунок 1.

Расчет деформаций в нелинейной постановке проводился на основе концепции Муни–Ривлина в пяти параметрическом виде. Учитывались геометрическая и физическая нелинейности. Результаты расчета перемещений при виде снизу показаны на рисунке 2 и в виде гистограммы перемещений вниз верхней грани изделия на рисунке 3.



Рассмотрение показывает, что до определенного уровня нагружения обжатие полости, в целом, близко к равномерному и картина деформаций почти осесимметрична. При дальнейшем росте нагрузки происходит резкий переход в иную, трехволновую форму деформирования (рисунок 2). Гистограмма перемещений верхней грани показана на рисунке 3. На ней при уровне нагрузки порядка 0,86 от предельной видно изменение плавного характера деформирования, свидетельствующее об уменьшении жесткости модели. Это показывает, что в процессе деформирования возможны эффекты, характеризуемые как смена форм равновесия деформированной конструкции. Процесс локализуется в самой полости, однако результат виден и на верхней грани изделия.

Ниже, на рисунке 4, представлено сопоставление результатов расчета смещения верхней грани по модели Муни - Ривлина и по неогуковской модели.

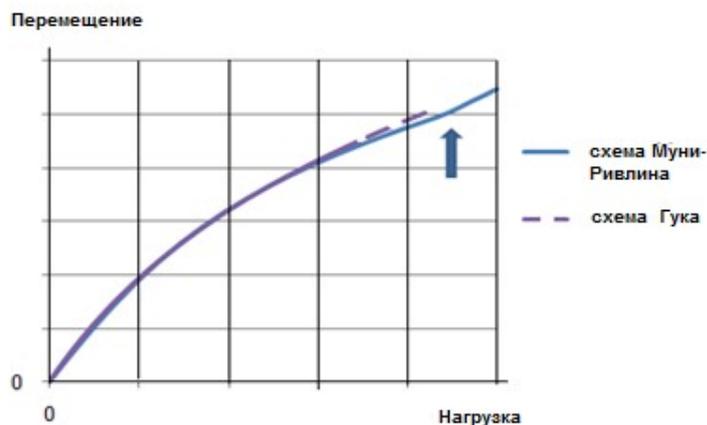


Рисунок 4 . Зависимости нагрузка-прогиб для различных расчетных моделей.

По оси абсцисс нагрузка в долях от расчетной, по оси ординат перемещение верхней грани. Стрелка на рисунке показывает изменение характера деформирования. Обращает на себя внимание хорошее совпадение результатов расчета перемещений при неогуковской модели и при использовании 5-ти параметрической модели Муни-Ривлина.

В некоторых случаях необходимо определять степень реального заполнения полостей материалом при различном внешнем давлении. Это является отдельной

задачей, особенно в случаях сложных или многочисленных полостей и глубокого деформирования. Авторами разработан соответствующий алгоритм, основанный на послойном сканировании подвергаемых расчету полостей до и после их деформации.

В результате исследования установлено следующее.

- При сравнительно простых конфигурациях полостей и при деформации всего изделия не более 30 % удастся подбирать параметры физико-математических моделей на основе концепции Гука и на основе подхода Муни-Ривлина, которые дают практически одинаковые результаты по значениям глобальных перемещений.
- Неогуковская модель прекращает счет, и вычислительный процесс расходится на уровне нагрузки, для которой модель Муни-Ривлина выявляет переход в несмежную форму равновесия.
- Схлопывание полостей может по мере роста нагрузки переходить в неравномерный характер. На определенных уровнях нагрузки иногда происходит резкий переход в иную, несмежную и несимметричную форму деформирования. Процессы, происходящие, в полости, сказываются на конфигурации наружной поверхности изделия.
- Сочетание тетраэдрных и гексаэдрных элементов в ряде случаев может вызывать искусственный перепад в жесткости материала и приводить к неправильной оценке характера деформирования.
- Разработан алгоритм и программа для подсчета степени заполнения полостей резиновым материалом, основанные на послойном сканировании подвергаемых расчету полостей до и после их деформации.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ОДНОСЛОЙНОГО ВИБРОПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОКРЫТИЯ НА ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРАБЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Б.Г. ИВАНОВ, В. Н. ГНЕЗДИЛОВ, И.Т. ХАДЖИБОЕВ
Военный институт (военно-морской политехнический)
ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия», Санкт-Петербург, Россия

Причиной повышенной вибрации элементов корабельного оборудования служат не только значительная вибрационная интенсивность рабочих процессов, но и наличие резонансных явлений, а также податливость конструкций силовым воздействиям.

Вибрация вызывает увеличение динамических нагрузок в элементах корабельных конструкций, стыках и сопряжениях, снижает несущую способность деталей трубопроводов, инициирует трещины, способствует возникновению усталостных разрушений. Действие вибрации может приводить к трансформированию внутренней структуры материалов и поверхностных слоёв, изменению условий трения и износа на контактных поверхностях элементов трубопроводов, нагреву конструкций. В связи с повышением требований к условиям надёжности и экологичности работы энергетической установки и других элементов корабельного оборудования особое значение имеют методы и средства уменьшения вибрации [1].

Проблему уменьшения колебаний элементов корабельных конструкций необходимо рассматривать в каждом случае особо, с учётом конструктивных особенностей объекта. Одним из эффективных является способ увеличения рассеивания механической энергии с помощью вибропоглощающих покрытий, которые наносят на вибрирующие элементы корабельных конструкций для ослабления вибраций [2].

Задачей исследования является разработка аналитических выражений коэффициентов диссипации энергии продольных колебаний корабельных трубопроводов с однослойным вибропоглощающим покрытием при различных уровнях деформации.

Рассеяние энергии существенно зависит от амплитуды деформации, а также от вида напряжённого состояния, обусловленного видом колебаний (поперечные, продольные и крутильные). Вид напряжённого состояния оказывает решающее значение на величину логарифмического декремента колебаний, т. е. декремент тем выше, чем большая доля материала подвергается циклическому напряжению высокого уровня.

Основной характеристикой демпфирующих свойств упругой системы является логарифмический декремент колебаний, который можно определить как отношение энергии ΔW_{Π} , рассеянной за цикл колебаний в материале вибропоглощающего покрытия и энергии ΔW_{Γ} , рассеянной в материале трубопровода к удвоенному амплитудному значению потенциальной энергии W_{Π} покрытия и W_{Γ} трубопровода [2]

$$\delta = \frac{\Delta W_{\Pi} + \Delta W_{\Gamma}}{2(W_{\Pi} + W_{\Gamma})}. \quad (1)$$

При продольных колебаниях корабельных трубопроводов амплитуда продольной деформации в любой точке поперечного сечения одинакова ($\varepsilon = \varepsilon_0 = \Delta l / l$). На рисунке 1 представлен элемент трубопровода с однослойным вибропоглощающим покрытием.

Допущения, принятые при выводе аналитических зависимостей для определения логарифмического декремента продольных колебаний рассмотрены в [2].

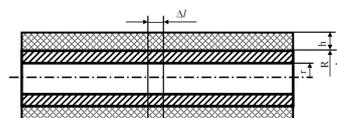


Рисунок 1. Трубопровод с однослойным покрытием

В этом случае энергия, рассеянная за цикл колебаний в материале покрытия и трубопровода, определяется зависимостями

$$\Delta W_{\Pi} = \frac{\alpha_1 E_{\Pi}^* \varepsilon_0^{m_1+1} \ell \pi R^2 (1+\eta)^2 (1-\theta^2)}{2}. \quad (2)$$

$$\Delta W_T = \frac{\beta_1 E_T \varepsilon_0^{n_1+1} \ell \pi R^2 (1-\nu^2)}{2}. \quad (3)$$

Амплитудное значение потенциальной энергии покрытия и трубопровода равно

$$W_{\Pi} = \frac{E_{\Pi}^* \varepsilon_0^2 \ell \pi R^2 (1+\eta)^2 (1-\theta^2)}{2}, \quad (4)$$

$$W_T = \frac{E_T \varepsilon_0^2 \ell \pi R^2 (1-\nu^2)}{2}. \quad (5)$$

С учётом выражений (1) – (4) получим выражения для определения декремента колебаний трубопровода

$$\delta = \frac{\beta_1 \varepsilon_0^{n_1-1} \ell \pi R^2 (1-\nu^2)}{2 \left[1 + \frac{E_{\Pi}^* (1+\eta)^2 (1-\theta^2)}{E_T (1-\nu^2)} \right]} + \frac{\alpha_1 \varepsilon_0^{m_1-1}}{2 \left[1 + \frac{E_T (1-\nu^2)}{E_{\Pi}^* (1+\eta)^2 (1-\theta^2)} \right]}. \quad (6)$$

В формулах (2) -(6) обозначено: ℓ - длина трубопровода; r -внутренний диаметр трубы; R - наружный диаметр трубы; h - толщина покрытия; параметры: $\eta = h/R$, $\theta = R/(R+h)$, $\nu = r/R$.

Значения параметров m_1 , n_1 , α_1 и β_1 определяются по данным экспериментальных исследований трубопровода с сечением (R, r) без покрытия и с покрытием толщиной h .

Введем обозначения:

$$\delta_{\Pi} = \frac{\alpha_1 \varepsilon_0^{m_1-1}}{2} \quad \text{и} \quad \delta_T = \frac{\beta_1 \varepsilon_0^{n_1-1}}{2}$$

После подстановки этих выражений в (6) получим выражение для определения логарифмического декремента продольных колебаний трубопровода с вибропоглощающим покрытием

$$\delta = \frac{\delta_{\Pi}}{1 + \frac{E_T (1-\nu^2)}{E_{\Pi}^* (1+\eta)^2 (1-\theta^2)}} + \frac{\delta_T}{1 + \frac{E_{\Pi}^* (1+\eta)^2 (1-\theta^2)}{E_T (1-\nu^2)}}. \quad (7)$$

Аналитические исследования показали, что при увеличении толщины покрытия декремент продольных колебаний увеличивается и может достигнуть величины $\delta=0,1$. Увеличение относительной толщины стенки трубопровода приводит к некоторому росту декремента продольных колебаний и применение однослойных вибропоглощающих покрытий при продольных колебаниях корабельных трубопроводов способствует существенному снижению вибраций, возникающих в процессе эксплуатации.

Литература

1. Грибиниченко М. В. Судовые энергетические установки: учеб. пособие. – Владивосток: ДВГТУ, 2010.

2. Гнездилов В. Н., Гнездилова Е. Н. Влияние однослойного вибропоглощающего покрытия на изгибные колебания корабельных трубопроводов. //Материалы межведомственной научно-технической конференции «Актуальные проблемы военной науки и политехнического образования ВМФ». Сборник статей и докладов. Часть 5. СПб. – 2015 г, с.54-59.

3. Сытый Ю. В. Вибропоглощающие материалы на основе термоэластопластов [Электронный ресурс] / Ю. В. Сытый, В. А. Сагомонова, В. И. Кислякова и др. // Электрон. науч. журнал «ТРУДЫ ВИАМ». 2013. – № 3.

КОРРЕКТИРОВКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОЗДАНИЯ АВТОНОМНОГО НЕОБИТАЕМОГО НАДВОДНОГО АППАРАТА ОСМОТРОВОГО КЛАССА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПОСТРОЙКИ И ИСПЫТАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА

К.Д. ОВЧИННИКОВ, М.О. ФРАНК, А.В. ЛАВРИНЕНКО
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет»,
Санкт-Петербург, Россия

В рамках реализации внутренней научно-исследовательской работы ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет» был разработан и построен экспериментальный образец автономного необитаемого надводного аппарата осмотрового класса (далее – АННА) [1, 2].

Разработанный АННА (рисунок 1) способен производить измерения глубин при выполнении съемки рельефа на внутренних водоемах и мелководных участках шельфа с помощью установленного на нем эхолота. При необходимости может быть размещено иное измерительное оборудование в рамках полезной нагрузки. Основные характеристики построенного экспериментального образца следующие:

- Конструктивная схема – катамаран;
- Длина \times ширина \times высота борта одного корпуса $L \times B_1 \times H_1 = 1,40 \times 0,2 \times 0,16$ м;
- Ширина габаритная $B = 1$ м;
- Водоизмещение $D = 42$ кг;
- Движительно-рулевой комплекс (ДРК) – два полностью погружных электродвигателя BlueRobotics T200 [3] суммарной мощностью ~ 700 Вт;
- Аккумуляторный блок – две автономные Li-ion аккумуляторные сборки (АКБ) с базовыми элементами типоразмера 18650, напряжением 14,8 В, ёмкостью 31,2 А·ч каждая.



Рисунок 1 – Разработанный автономный необитаемый надводный аппарат осмотрового класса

При разработке аппарата использовался алгоритм, представленный в [1], состоящий из пяти этапов:

1. Получение главных размерений по статистическим зависимостям;
2. Уточнение нагрузки масс нескольких вариантов АННА путем приближенного расчета ее составляющих и проверка вместимости;
3. Уточнение массы конструкций АННА;
4. Уточнение требуемой мощности элементов ДРК и энергоёмкости АКБ;
5. Принятие решения о выборе оптимального варианта.

Решение проектной задачи, используя представленный алгоритм, не требует больших трудозатрат. По результатам постройки экспериментального образца

алгоритм подтвердил свою эффективность. Однако по полученным в ходе статических и динамических испытаний данным должна быть проведена корректировка представленного алгоритма для формирования полноценной математической модели создания АННА с соответствующим увеличением точности расчетов.

В результате статических испытаний экспериментального образца была получена фактическая нагрузка масс. Суммарная масса корпусов, соединительного моста и надводного корпуса аппарата оказалась на ~45 % выше расчетной, что было компенсировано заложенным при проектировании запасом водоизмещения. Масса ДРК и системы управления оказалась равной ~2,7 кг вместо предполагаемых ~1,4 кг, что связано с недостаточной проработкой требуемых систем и дополнительных элементов.

На ранних стадиях проектирования предполагалась установка шести АКБ. В процессе постройки, после утверждения всех элементов энергетической системы, был уточнен сценарий использования электроэнергии, который показал необходимость установки двух АКБ для обеспечения автономной работы аппарата в течение ~2 ч. Разработанная АКБ размещается в герметичном IP 67 контейнере и весит ~2,85 кг каждая.

По результатам буксировочных испытаний в опытовом бассейне ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет» были получены отрицательные результаты: при посадке на ровный киль на скоростях хода выше $v = 1,5$ м/с носовые оконечности корпусов сильно зарывались в воду, в результате чего поток бил в соединительный мост, а также возникала интенсивная поперечная волна единой структуры. Для уменьшения отрицательных факторов были предложены и проверены (численно и экспериментально) следующие решения: посадка аппарата со статическим дифферентом на корму, установка волноотбойников в носовой оконечности и увеличение высоты борта корпусов. На основании полученных результатов сформированы рекомендации к форме корпуса АННА.

Суммируя полученные данные, сформирована полноценная математическая модель создания АННА обзорного класса, включающая в себя уточненный алгоритм расчета главных размерений, водоизмещения и нагрузки масс, рекомендации по выбору формы корпуса и общего расположения, результаты применения различных программных продуктов для оценки ходовых качеств.

Литература

1. Франк М.О., Лавриненко А.В., Ермолаева Е.В., Овчинников К.Д., Тряскин Н.В. Определение главных размерений автономного необитаемого надводного аппарата на ранних стадиях проектирования. Морские интеллектуальные технологии. № 2 (44) т. 1 2019. С. 55 – 60.

2. Лавриненко А.В., Ермолаева Е.В., Франк М.О., Овчинников К.Д., Тряскин Н.В. Выбор формы корпуса автономного необитаемого надводного аппарата с помощью современных средств вычислительной гидродинамики. Морские интеллектуальные технологии. № 4 (42) т. 1 2018. С. 71 – 75.

3. <https://bluerobotics.com/> (13.11.2019 г.).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ СПГ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ БУНКЕРОВКИ И СОПУТСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

А.С. РЕУЦКИЙ, О.В. ТАРОВИК, В.А. ПАВЛОВСКИЙ
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
Санкт-Петербург, Россия

Грузовой рейс судна-бункеровщика СПГ можно разделить на три основные фазы: хранение СПГ с момента его налива в грузовые танки и до момента его выдачи в топливные танки бункеруемого судна, выполнение бункеровки и сопутствующих технологических процессов, а также обратный балластный переход.

В ходе бункеровочных операций СПГ нагревается интенсивней из-за изменения объема жидкой фазы в грузовом танке в процессе бункеровки, большего числа внешних теплопритоков, а также теплопритоков от собственного грузового оборудования и систем - насосов и трубопроводов.

Вопрос оценки потерь СПГ при выполнении обозначенных операций представляет собой важную задачу как при выполнении экономических оценок целесообразности применения СПГ в качестве бункерного топлива, так и в рамках решения задачи проектирования судна - бункеровщика СПГ. Решение вопроса стало возможным благодаря результатам регрессионного анализа влияния различных переменных на объем потерь СПГ, полученным на основе данных математических исследований, включая имитационные и массовые расчеты.

Для решения задачи были созданы специализированные программные комплексы, которые построены на расчетных зависимостях, представленных в [1]. Эти зависимости созданы для описания поведения и фазовых превращений СПГ при его хранении в судовых танках типа С, а также при захолаживании и бункеровке подобных емкостей, представляющих собой сосуды цилиндрической формы, работающие под давлением. В ходе исследования были созданы три программных продукта, представляющие собой динамическую имитационную модель хранения СПГ в грузовом танке судна-бункеровщика СПГ и дискретно-событийные модели захолаживания и бункеровки топливного танка газомоторного судна.

Программа для расчета потерь СПГ [2] в ходе его транспортировки в емкостях различного типа представляет собой динамическую имитационную модель, реализованную средствами *AnyLogic*, в которую интегрированы:

- термодинамическая модель испарения СПГ – имитационная модель системно-динамического типа, реализованная на основе соотношений [1];
- вероятностная модель рейса и динамики температуры в регионе перевозок – модель дискретно-событийного типа [3].

Графический интерфейс программы расчета потерь СПГ в ходе его транспортировки включает два диалоговых окна. На первом окне задаются параметры текущего варианта расчета, и отслеживаются основные результаты. На втором – отображается ход исполнения имитационного эксперимента с термодинамической моделью и моделью рейса.

Программы для расчета потерь СПГ в ходе бункеровки и захолаживания емкостей различного типа представляют собой модели дискретно-событийного типа, реализованные средствами *Embarcadero Delphi*.

Графический интерфейс указанных программ представляет собой диалоговое окно, в котором задаются параметры текущего варианта расчета, и выбираются варианты проведения вычислений. В частности, может быть выбран единичный расчет конкретной емкости с присвоением ей известных пользователю характеристик или вариационный эксперимент, в ходе которого производится серия массовых

вычислений, имеющих целью оптимизацию параметров захлаживания или бункеровки емкости.

Для получения искомым зависимостей для определения потерь СПГ от испарения в ходе рейса, от захлаживания и от бункеровки емкостей различного типа, была выполнена следующая последовательность действий. Сначала были определены типы и характеристики грузовых емкостей, которые учитываются в дальнейших расчетах. Затем были выполнены: идентификация параметров стохастического генератора забортной температуры для моделирования рейсов условных транспортных средств [2], определение диапазонов допустимых значений иных параметров проведения захлаживания и бункеровки СПГ (температура захлаживания, производительность насоса СПГ, характеристики тепловой изоляции емкости и др.). После этого выполнялась серия массовых вычислительных экспериментов, осуществлялась обработка результатов и создавались расчетные соотношения. Вся информация, полученная в результате имитационного эксперимента и расчетов, в дальнейшем была обработана средствами *MS Excel*.

Результаты расчетов свидетельствуют о том, что основное влияние на конечное значение объемов СПГ, испарившегося в ходе рейса, оказывает не динамика изменения температур в течение этого рейса, а конечное значение накопленных градусо-дней.

Другими словами, при прогнозировании объемов потерь СПГ достаточно знать лишь длительность рейса и среднюю температуру воздуха.

В свою очередь на процесс захлаживания топливной емкости в значительной мере влияют первоначальная температура внутри топливного танка, его собственная масса и масса его изоляции. При этом темп захлаживания емкости и качественные характеристики тепловой изоляции емкости на количестве теряемого СПГ практически не сказываются.

Результаты расчетов потерь СПГ при бункеровке свидетельствуют о том, что основное влияние на конечное значение объемов СПГ, испарившегося в течение этой операции, оказывает, в первую очередь, первоначальная температура внутри емкости, ее масса и степень ее наполненности.

Таким образом, при прогнозировании объемов потерь СПГ при бункеровке и захлаживании топливного танка газомоторного судна достаточно знать лишь массу этого танка, температуру внутри него и количество содержащегося в нем топлива. Это обусловлено линейным и аддитивным характером рассматриваемых процессов.

Литература

1. Павловский В.А., Реуцкий А.С. Теплофизические основы морской транспортировки и бункеровки сжиженного природного газа. – СПб.: Крыловский государственный научный центр, 2019. 170 с.: ил. ISBN 978-5-903002-91-7.

2. Топаж А. Г., Реуцкий А. С., Таровик О. В., Свидетельство РФ на программу для ЭВМ №2018664683, зарегистрированную в Реестре программ для ЭВМ 20.11.2018 г., «Программа для термодинамического моделирования испарения газа в топливных танках судов и танк-контейнерах».

3. Зайкин Д.А., Крестьянцев А.Б., Таровик О.В., Топаж А.Г. Использование имитационного моделирования для анализа морской транспортно-технологической системы платформы "Приразломная", Транспорт Российской Федерации, Номер: 1 (68) Год: 2017 Страницы: 44-48, ISSN: 1994-831X.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОЛУПОГРУЖНЫХ СУДОВ

Г.Ф. ДЕМЕШКО; В.Ю. ПАЗУХИН; К.Н. САНДРЕВСКАЯ
ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

К полупогружным судам (ППС) относят самоходные транспортные суда неограниченного района плавания, предназначенные для перемещения на значительные расстояния сверхтяжелых крупногабаритных грузов, обладающих собственной плавучестью или размещенных на баржах, с условием их погрузки, транспортировки и разгрузки с использованием открытой грузовой палубы такого судна путем ее притапливания проведением балластных/дебалластных операций. Распространено зарубежное наименование ППС - «Heavy Lift ships float-on/float-off» («HLS»). Транспортные возможности ППС характеризуются их грузоподъемностью и размерами и глубиной погружения открытой грузовой палубы, которая приспособлена к установке и закреплению на ней перевозимого объекта. Размеры, характеристики, свойства и требования к эксплуатации ППС определяются массогабаритными характеристиками и обликом перевозимых ими громоздких сверхтяжелых сооружений. Определяющими для ППС со стороны объекта транспортировки являются: его совокупная масса, габаритные размеры по длине и ширине, площадь проекции на горизонтальную поверхность, координаты центра тяжести по длине, ширине и высоте, площадь парусности боковая и фронтальная, размеры и форма контактируемой с грузовой палубой нижней поверхности объекта (плоская или требующая использования кильблоков). Эти суда отличают полные обводы корпуса с $\delta \cong 0,83 \dots 0,85$ и его форма в виде безлюкового относительно короткого и широкого понтона с типичными соотношениями размерений с пропорциями $L \times B \times H = 100 \times 28 \times 6$, что для обеспечения его общей (продольной и поперечной) и местной прочности достигается разделением внутреннего пространства большим количеством продольных и поперечных переборок и палуб, образующих до 100 балластных цистерн, процесс последовательного заполнения/осушения которых при погружении/всплытии ППС во избежание недопустимых крена и дифферента осуществляется в автоматическом режиме бортовым компьютером.

При проектировании и эксплуатации ППС целесообразно использование опыта создания и нормативное обеспечение давно существующих металлических ремонтных и транспортных плавучих доков. КО DNV GL и ABS для ППС разработаны специальные классификационные правила (Руководства). Ими, в частности, регламентируются минимально допустимый запас плавучести при достижении максимальной осадки погружения при проведении грузовых операций, требования к герметичности помещений корпуса и производительность дублируемых балластных насосов.

Документом, определяющим процедуру погрузки/разгрузки судна и его переходы в рейсе, является «Руководство по эксплуатации», дополняемое временными инструкциями на каждый выход в зависимости от массогабаритных характеристик перевозимого судном объекта транспортировки и погодных условий.

Библиографический список

1. Г.Ф. Демешко; М.А. Кричман; К.Н. Сандревская. «Исследования перспектив использования полупогружных судов для освоения российского побережья Арктики».
2. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; Спец.выпуск 1: 5–16.
3. «Application of Heavy Lift Ship Technology to Expeditionary Logistics/Seabasing» by Mark Selfridge & Colen Kennell (NSWCCD-20-TR-2004/06 August 2004 Total Ship Systems Directorate Technical Report).
4. Onno A.J. Peters. Dockwise, The Netherland. «Changing the Heavy Marine Transport Market». MCE Deepwater Development, 18-20 March 2013, The Hague, The Netherlands.8s.
- 5.4."РД 31.11.21.24-96. Правила безопасности морской перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов (КТГ)" (утв. Приказом Росморфлота от 29.11.1996 N 44)
6. ABS. «GUIDE FOR BUILDING AND CLASSING. «SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY LIFT VESSELS»». APRIL 2017 (Updated May 2017).
7. DNV GL AS. «Rules for Ships», July 2010 Pt.5 Ch.7 Sec.21 – Page 63. Section 21 «Semi-Submersible Heavy Transport Vessels».
8. М.А. Ловягин, В.М. Корсаков, Я.Б. Каганер, Э.Н. Гарин, Г.И. Выдревич, А.Л. Бедерман, А.И. Брайнин, И.В. Губкин. «Металлические плавучие доки». Л. Изд. «Судостроение», 1964.
9. Правила технической эксплуатации судоподъемных сооружений. РД 31.52.22— 88. — М: В /О «Мортехинформреклама», 1990. — 64 с.
10. В. Buchner «Green Water on Ship-type Offshore Structures», MARIN. Haagsteeg 2,
11. 6708. PM. Wageningen. The Netherlands.
<<https://www.marin.nl/publication/green-water-on-ship-type-offshore-structures>>
12. Frank van Hoorn «Heavy-Lift ships». Chapter 52 (s.52.1...52.27). «Ship Design and Construction». Written by an International Group of Authorities. Thomas Lamb, Editor. Vol. II. Published in by The Society of Naval Architects and Marine Engineers. 601 Pavonia Avenue/ Jersey City. NJ. 07306.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ И НАПОЛНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ БАЗЫ ЗНАНИЙ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СУДОВ

А.Н.СУСЛОВ, О.В.ОДЕГОВА, ЛЯН ЯНЬ, СУНЬ ТЯНЬШИ, ВАН ФЭН
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Под *электронной базой знаний* понимается структурированная совокупность хранящихся, используемых и модифицируемых знаний в электронном виде.

Применительно к области проектирования судов под электронной базой знаний следует рассматривать совокупность расчетных методик (оформленных в виде алгоритмов) и соответствующие им программные модули, позволяющие определить основные характеристики проектируемого судна на различных этапах проектирования.

Рассмотрим перспективные направления развития электронной базой знаний применительно к решению задач проектирования судов.

Автоматизация расчетов по Правилам классификационных обществ

В настоящий момент существуют и активно развиваются несколько зарубежных программ, ориентированных на определение и проверку параметров конструкции корпуса судна в соответствии с Правилами классификационного общества. Одной из таких программ является программа RULESCALC, которая была разработана и совершенствуется под руководством Lloyd's Register [2].

Опыт разработки аналогичных программ в отечественной практике показал, что жизненный цикл таких программ составляет период 2-3 года. Это связано с тем, что для существования, поддержки и развития подобных программ требуются постоянные инвестиции. И только разработка конкурентных программ, ориентированных на использование во многих странах, позволяет обеспечить эти инвестиции (и соответственно решить проблему сохранения-возобновления коллектива разработчиков программы). В связи с существующими политическими ограничениями этот путь развития для разработки указанных прикладных программ в РФ является весьма ограниченным.

Однако имеется альтернативный путь, ориентированный на разработку отдельных легко модифицируемых самостоятельных модулей, которые позволяют решать отдельные расчетные задачи (или совокупность задач) в соответствии с Правилами.

Для этого предлагается использовать электронную базу знаний, которая включает следующие принципы:

- общий доступ к методикам (и алгоритмам) и к расчетным модулям;
- единая система хранения, выбора и записи параметров и данных о проекте судна (и судах-прототипах);
- возможность расчета как по отдельным модулям, так и в совокупности расчетных модулей.

Анализ структуры Правил показал, что они достаточно хорошо ориентированы на написание простого и легко модифицируемого программного кода.

Так, каждому разделу Правил можно сопоставить отдельную функцию и соответственно отдельные расчеты по Правилам можно вести путем обращения к необходимым функциям.

Далее в докладе приведены примеры развития предлагаемого подхода.

Формирование базы знаний о данных по буксировочному сопротивлению судов

При решении реальных задач по проектированию транспортных судов необходимо оперативно решить вопросы формирования теоретического чертежа и определения буксировочного сопротивления нового судна.

В докладе рассмотрены подходы по созданию и использованию базы знаний по результатам испытаний моделей судов, которая будет включать основные данные о судне, данные о теоретическом чертеже, данные о буксировочном сопротивлении судна (или данные о коэффициенте остаточного сопротивления) в функции числа Фруда и проч.

Эти данные могут получены на основании:

- **данных по испытаниям конкретных моделей судов**
- **данных по испытаниям систематических серий моделей судов**
- **данных по проектам реальных судов**

Далее в докладе рассмотрены принципы и примеры использования предлагаемой электронной базы знаний.

Литература

1. Суслов А.Н., Одегова О.В., Головкин Е.А. «Опыт работы со стандартом STEP», Судостроение, 2, 2001
2. <https://www.lr.org/en/rulescalc/>

ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВ И ЕЕ ПРЕПОДАВАНИЯ

А.И. ГАЙКОВИЧ
ФГБОУ ВО

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Создание современного корабля - это решение комплексной научно-технической проблемы. Фаза проектирования занимает порядка 10% в стоимости корабля и трудоемкости работ по его реализации в металле, а с учетом стоимости комплектующих ещё меньше. Однако, эта фаза на 90% определяет эффективность корабля.

Для получения максимального полезного эффекта будущего корабля процесс проектирования должен опираться на прочную научно-методологическую базу, каковой является теория проектирования кораблей и судов.

Развитие теории проектирования и методологии ее преподавания – две стороны одной медали.

В последние десятилетия наметились два основных направления в теории проектирования водоизмещающих судов и кораблей.

Первое — конкретизация общих положений теории применительно к отдельным типам и классам судов и кораблей.

Второе направление развития теории проектирования — это развитие собственно теории, ее математического аппарата, с учетом возможностей, которые предоставляет компьютеризация.

Базой теории проектирования являются системный анализ и математическое программирование.

Распространение фазы проектирования на этапы замысла корабля повлекло за собой привлечение в теорию проектирования новых научных дисциплин для разработки собственной методологии

Примером может служить использование методов искусственного интеллекта для решения трудно формализуемых задач. К задачам такого класса относится задача разработки общего расположения корабля.

Необходимо обучать созданию "нулевого" прототипа с помощью прорисовок.

Проблема вместимости как альтернатива общему расположению на начальных стадиях проектирования, также нуждается в дополнительных исследованиях.

Для рыбопромысловых судов, боевых кораблей более актуальным является баланс площадей.

Важнейшей задачей обучения курсу проектирования судов является выработка у студентов подхода к кораблю как к сложной системе.

Положительный ответ, хотя бы для части основополагающих зависимостей теории проектирования, позволил бы перейти к автоматическому, компьютерному синтезу математической модели проектируемого корабля.

Наличие нерешенных задач, по мнению автора, свидетельствует, что теория проектирования кораблей и судов на современном этапе это динамично развивающаяся научная дисциплина.

Библиографический список

1. Ашик В. В. Проектирование судов. – 2-е изд. – Л. : Судостроение, 1985. – 320с.
2. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. Описание системы «Корабль». Т.1. - СПб., изд. МОРИНТЕХ, 2014, 819 с/
3. Захаров И. Г. Теория компромиссных решений при проектировании корабля. – Л.: Судостроение, 1987. – 136 с.
4. Захаров И. Г. Концептуальный анализ в военном кораблестроении. – СПб.: Судостроение, 2001. – 264 с.
5. Пашин В. М. Оптимизация судов. – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с.
6. Пашин В. М. Ещё раз о роли и задачах теории проектирования судов // Судостроение. – 2012. – № 2. – С. 9–13.
7. Худяков Л. Ю. Исследовательское проектирование кораблей. – Л.: Судостроение, 1980. – 240 с.
8. Царев Б. А. Модульные задачи в проектировании судов. – Л.: Изд-во ЛКИ, 1986. – 97 с.
9. Шауб П. А. Проблемные вопросы современного проектирования судов // Судостроение. – 1991. – № 10. – С. 12–13.
10. Novgaard W. General Design of Warships. – London, E. and F. Spoon Ltd. – New York, Spoon and Chamberlain. – 1920.
11. Watson D. G. M. Practical Ship Design. – Elsevier Science Ltd. – 1998. – P. 566.

ФОРМИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ СУДОВОГО ГАЗОВОГО ТОПЛИВА НА БУНКЕРОВОЧНУЮ БАЗУ С ПОМОЩЬЮ АВТОЦИСТЕРН

М.В. ВЛАСЬЕВ

ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург

Введение международными организациями в последние годы экологических норм и стандартов по выбросам с судов может привести к росту цен на некоторые виды топлива, изменению грузопотоков, переоснащению флота и неизбежно повлечет существенные издержки для судоходства.

В 2005 году вступили в силу требования ИМО по сокращению вредных выбросов с судов в соответствии с Приложением VI Конвенции МАРПОЛ. С тех пор ограничения на выбросы морских судов постепенно ужесточаются. Одним из основных загрязняющих веществ, на которые накладываются ограничения, является оксид серы (SO_x). Последнее существенное ужесточение ограничения на ее содержание в судовом топливе начало действовать в 2015 г. Наиболее жесткие требования выработаны для районов контроля выбросов – Emission Control Area (ECA), к которым относятся Балтийское и Северное моря (ECA1), прибрежные воды США и Канады (ECA2), Средиземное море (ECA3), побережье Японии (ECA4) и ряд других акваторий [1],[2]. Для судоходной деятельности вне зоны ECA допускается содержание серы в судовом топливе до 3,5%, однако новые требования с 1 января 2020 г. ограничат его на уровне 0,5%.

Новые экологические стандарты заставят перевозчиков использовать либо дорогое дизельное топливо, либо судовой газойль с низким содержанием серы. Также возможна установка дорогостоящих скрубберов (очистителей выхлопных газов) для снижения сернистости мазута. Альтернативой является бункеровка сжиженным природным газом (СПГ), так как его применение не противоречит планируемым экологическим стандартам. Так, использование СПГ ведет к полному сокращению выбросов оксида серы (SO_x) и твердых частиц (PM), а также сокращению выбросов CO₂ на 25% и оксида азота (NO_x) на 80% в сравнении с флотским мазутом (Таблица 1).

Таблица 1 – Выбросы углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота и серы для разных типов судового топлива (грамм/кВт·ч)

Вид топлива	SO _x	NO _x	PM	CO ₂
Флотский мазут (IFO), 3,5% серы	13	9-12	1,5	580-630
Судовое дизельное топливо (MDO), 0,5% серы	2	8-11	0,25-0,5	
Судовой газойль (MGO), 0,1% серы	0,4	8-11	0,15-0,25	
Сжиженный природный газ (LNG), 0% серы	0	2	0	430-480

Планируемое усиление экологических требований к судовому топливу повышает спрос на альтернативы мазуту и дизельному топливу, создавая благоприятные условия для активного развития бункеровки СПГ. Однако успех данного вида топлива на рынке будет зависеть не столько от экологичности, сколько от экономической целесообразности его использования.

Исследование основных бункеровочных центров позволяет выделить три возможных способа доставки СПГ-топлива на борт судна:

- с привлечением специализированных танкеров-бункеровщиков;
- с помощью автоцистерн на портовых причалах;
- с использованием береговой специализированной бункеровочной базы.

В настоящее время наибольший интерес представляют вопросы технологии бункеровки и экономической оценки строительства площадок и баз для выполнения бункеровочных операций. На начальных этапах развития рынка СПГ-бункеровки строительство специализированных баз с хранилищами является нецелесообразным по причине высоких капиталовложений. Менее затратным способом может служить бункеровка судов с использованием автоцистерн. Кроме того, использование автоцистерн дает возможность оперативно менять направления и маршруты поставок.

Выбор наиболее рациональных схем доставки может быть осуществлен на основе расчетов по минимизации издержек, включающих в себя весь комплекс затрат по доставке топлива от поставщика к потребителю. Проведенное исследование позволило выявить влияние расстояния перевозки, сменности работы и вместимости автоцистерн на приведенные затраты и определить рациональные расстояния перевозок с точки зрения их экономичности. На основе полученных результатов была построена зависимость себестоимости транспортировки СПГ на различные расстояния перевозки, выполняемых одной автоцистерной вместимостью 50 м³ за одну смену (8 или 12 часов). (рисунок 1)

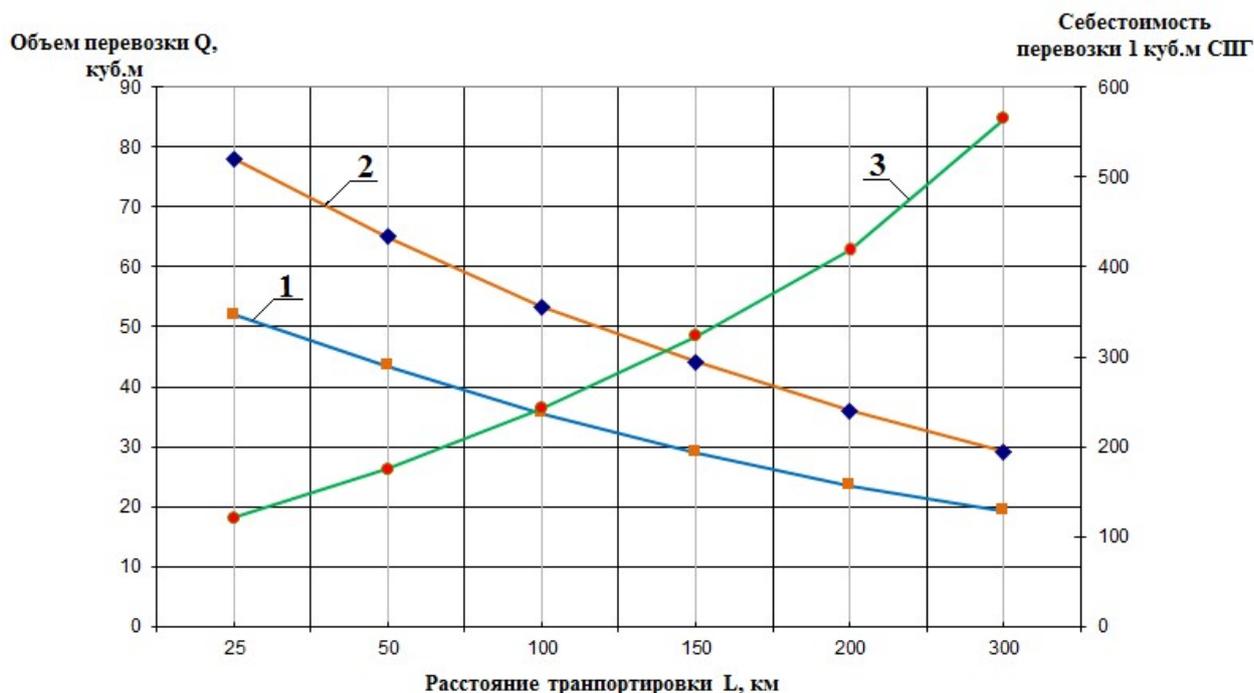


Рисунок 1 – Зависимость себестоимости транспортировки от расстояния и объема перевозок, выполняемых одной автоцистерной за одну смену (1, 2 – объем перевозимого СПГ одной цистерной при 8-ми и 12-часовой смене соответственно; 3 – себестоимость перевозки 1 м³ СПГ)

Полученный результат позволяет осуществлять научно обоснованный выбор рациональной схемы доставки СПГ топлива на бункеровочную базу для конкретных условий эксплуатации с точки зрения перевозчика.

Библиография

1. MARPOL. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов. Лондон, 1973
2. MERC. 200(62), 200(63), 205 (62), 212(63), 217(63), 224(64)

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ ГРАЖДАНСКИХ СУДОВ С АТОМНЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ

С.А. УСТИНОВ, З.С. УСТИНОВА

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,
Санкт-Петербург, Россия

Морские перевозки - основа экономики РФ и самый дешевый вид транспорта в мире с постоянно растущим потреблением. Океанские суда играют важную роль в безопасном и устойчивом развитии России. Ключевую роль флот играет и в освоении ее Арктического региона. При проектировании и эксплуатации судов специалисты сталкиваются с определенными сложностями в связи с остротой проблемы обеспечения экологической безопасности и охраны акваторий.

Одним из основных альтернативных источников энергии на данный момент является атомная энергия. На сегодняшний день Россия является единственной страной в мире, обладающей гражданским атомным флотом, включающим четыре ледокола и одно транспортное судно с атомной энергетической установкой (АЭУ). Опыт эксплуатации отечественных атомных ледоколов в Арктике и атомного лихтеровоза-контейнеровоза «Севморпуть» способствуют возобновлению исследований по созданию атомных транспортных судов, как в России, так и за рубежом.

Главным очевидным преимуществом судов с АЭУ является их независимость от проблем бункеровки, что особенно актуально для судоходства в арктическом районе и на Северном морском пути, а также высокая агрегатная мощность реакторных установок (РУ), позволяющая увеличивать и размеры, и развиваемые скорости перспективных судов с АЭУ. Создание новых типов РУ, имеющих уменьшенные массогабаритные характеристики и улучшенные системы безопасности, активизируют работы по проектированию различных типов перспективных судов с АЭУ.

Гражданские суда с АЭУ чрезвычайно наукоемки, высокотехнологичны и дороги в постройке и эксплуатации, и их внедрение и использование оправдано только в безальтернативных условиях, с какими, безусловно, мы имеем дело в решении задач по освоению Арктики.

В работе представлен ретроспективный анализ направлений и перспектив развития гражданских судов с АЭУ. Структурированы требования нормативных документов и другие рекомендации по размещению реакторного отсека (РО) на судне. Обозначены преимущества и недостатки альтернативных вариантов расположения РО по длине судна.

Проведен сравнительный анализ потребных объемов ЗО для размещения РУ блочного и интегрального типов. На основе этого сделан вывод, что интегральный тип РУ является наиболее приемлемым для оснащения им перспективных атомных судов.

Посредством анализа массогабаритных характеристик РУ существующих проектов атомных судов, в частности ледоколов, предложены регрессионные зависимости для определения необходимых объемов для размещения РУ в РО и вспомогательного оборудования вне РО на ранних этапах проектирования судов данного типа. Для оценки потребного объема, необходимого для размещения РУ (формула 1) и вспомогательных помещений, расположенных вне РО (формула 2) в функции от мощности РУ:

$$V_1 = 23,2 \cdot N^{0,53} + 1350 \quad (1)$$

$$V_2 = 7,3 \cdot N^{0,34} + 400 \quad (2)$$

Эксплуатация атомных судов затруднена и ограничена недостаточностью международной нормативной базы. Требуется ее обновление и ратификация всеми участниками мирового судоходства. В последние полвека по указанным причинам гражданские атомные суда строятся только в России, и это объясняет их использование практически только в пределах российских территориальных вод. Выполнен анализ проблем и ограничений, возникающих при эксплуатации атомных судов, и предложены пути их решения.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D МОДЕЛЕЙ В ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВ

А.А. КУТЕНЕВ

АО «Центральное морское конструкторское бюро «Алмаз»
Санкт-Петербург, Россия

Процесс проектирования судов в общем виде можно представить, как информационный процесс переработки информации технического задания и нормативных требований в информацию, образующую проект судна. С развитием информационных технологий, в процессе проектирования задействованы различные информационные инструменты. Системы автоматизированного проектирования (САПР) являются мощной интеллектуальной поддержкой, составной частью современных наукоемких технологий.

Применение 3D моделей при проектировании судов является развитием метода объемного проектирования с использованием информационных инструментов проектирования – систем автоматизированного проектирования, позволяющих организовать единой информационное пространство для конструктивной и технологической отработки проекта.

Разработка 3D моделей на стадии разработки рабочей конструкторской документации широко применяется при создании разных объектов морской техники.

В настоящее время значимость 3D моделей, как результата проектно-конструкторских работ на стадии разработки рабочей конструкторской документации еще больше возрастает с развитием цифровизации верфи и началом реализации проектов «цифровая верфь».

Поэтапное развитие метода объемного проектирования, с созданием 3D моделей определяет и новые требования к системам САПР, для повышения эффективности необходимо, чтобы система САПР была не только инструментом для разработки 3D модели, а обеспечивало весь процесс проектирования.

В статье рассмотрены основные задачи, решаемые с использованием 3D моделей при проектировании судов, развитие требований, предъявляемых к составу 3D модели и системе организации разработки 3D модели - основным составным частям – информационным объектам и информационным процессам. Отражены вопросы и проблемы использования 3D модели и вопросы эффективности метода объемного проектирования.

Одним из важных вопросов являются эффективные информационные процессы создания 3D моделей.

Библиографический список

1. А.И. Гайкович. «Основы теории проектирования сложных технических систем».
2. ГОСТ 2.052-2015. «Электронная модель изделия».
3. ГОСТ Р 58301-2018 Управление данными об изделии. Электронный макет изделия. Общие требования.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕДОКОЛЬНЫХ СУДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЕКТА IBSV01 С ЛЕДОКОЛЬНЫМ КЛАССОМ ICEBREAKER 8

Г.В. ЕГОРОВ, А.С. СОЛОВЬЕВ, Н.В. АВТУТОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб, Выборгский судостроительный завод
Санкт-Петербург, Россия

В 2018 году Выборгский судостроительный завод сдал в эксплуатацию два самых мощных в мире (из построенных) дизельных ледокола мощностью 22 МВт, которые могут работать в сплошном льду толщиной 2 метра с 30 см снежным покровом. При этом головное судно проекта IBSV01 «Александр Санников» (строительный номер 233) было заложено в ноябре 2015 года, а сдано в июне 2018 года, а второе – «Андрей Вилькицкий» (строительный 234) – в декабре 2018 года. Концептуальный проект судна Aker ARC 130A выполнен Aker Arctic Technology, технический проект IBSV01 разработан Морским Инженерным Бюро, рабочую документацию подготовило ПКБ «Петробалт».

Многофункциональные ледоколы – дизель-электроходы мощностью 22 МВт класса Icebreaker 8 проекта IBSV01 проектировались для круглогодичной работы в районе Арктического терминала «Ворота Арктики», расположенного в акватории Обской губы в районе Мыса Каменный на полуострове Ямал. Главной задачей этих ледоколов является обеспечение безопасной и эффективной эксплуатации танкеров в районе терминала «Ворота Арктики» при круглогодичной отгрузке нефти с Новопортовского нефтегазоконденсатного месторождения.

Схема общего расположения судна проекта IBSV01 представлена на рисунке 1.

Суда построены на класс Российского Морского Регистра Судоходства КМ  Icebreaker 8 1 AUT1-ICS FF1WS DYNPOS-2 EPP ANTI-ICE ECO SDS<12 Winterization (-50) Tug, который отражает многофункциональность проекта.

Суда проекта IBSV01 имеют неограниченный район плавания, включая плавание по трассам Северного морского пути. Для этих целей при проектировании и строительстве, кроме требований Правил РС и действующих Международных Конвенций, в полной мере были учтены «Требования к конструкции, оборудованию и снабжению судов, следующих по Северному морскому пути», например, все топливные, масляные и прочие цистерны, в которых размещаются жидкости – загрязнители моря, расположены таким образом, чтобы содержащаяся в них среда не соприкасалась с наружной обшивкой.

Форма корпуса судна проекта IBSV01 создавалась на основе модельных испытаний в опытовых бассейнах (глубоководном и ледовом), проведенных Aker Arctic Technology.

Носовая часть судна обеспечивает прохождение судна во всех ледовых условиях в пределах установленных характеристик и ледовых подкреплений корпуса судна. Корма судна для широкого диапазона ледокольных и эскортных операций в заданном районе эксплуатации и для расчетных ледовых условий.

В качестве основных средств движения и управления судна проекта IBSV01 используют две кормовые полноповоротные винто-рулевые колонки фирмы Aziprod x 7500 кВт и одну носовую Aziprod x 6500 кВт.

Судно построено по принципу нулевого сброса или утечки нефти при эксплуатации. Все твердые и жидкие отходы хранятся на борту и утилизируются на берегу.

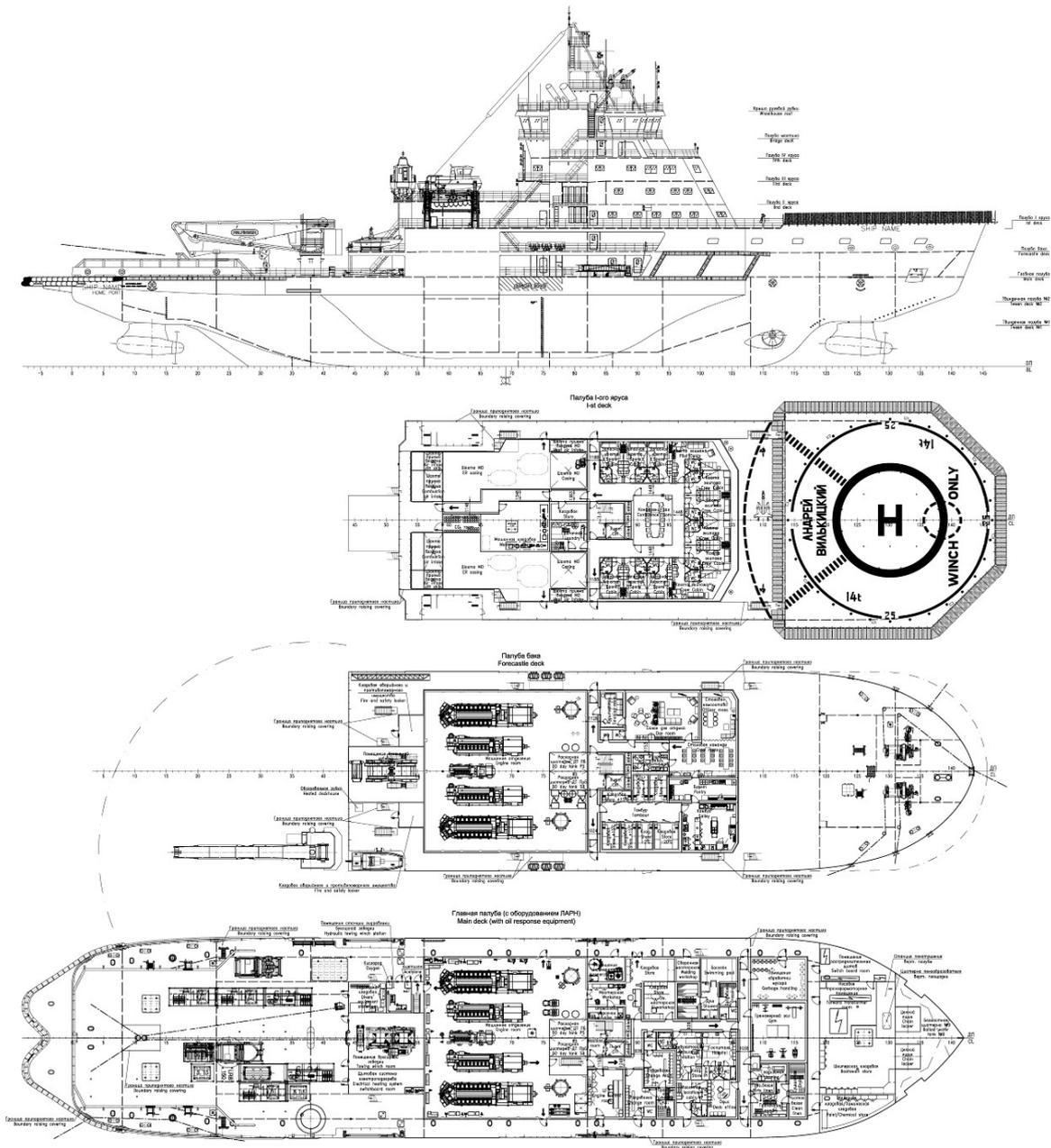


Рисунок 1. Общее расположение судна проекта IBSV01

Выводы

Ходовые испытания, натурные испытания во льду и эксплуатация судов типа IBSV01 показали, что суда в полной степени удовлетворяют требованиям Заказчика как по ходовым, так и по функциональным качествам, показывают высокую маневренность при работе в ледовых условиях.

Суда проекта IBSV01 при конструктивной осадке 8,2 м и номинальной мощности на валах электродвигателей полноповоротных ВРК в ровном сплошном льду толщиной 200 см и толщиной снежного покрова 30 см развивают скорость в 2,0 узла на переднем и заднем ходах.

Маневренные характеристики судов полностью соответствуют требованиям ИМО и РМРС (резолюция MSC. 137(76), «Руководство по определению маневренных характеристик судов» РС, №2-030101-007).

ЛИНЕЙКА МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СПАСАТЕЛЬНЫХ СУДОВ МОРСКОГО ИНЖЕНЕРНОГО БЮРО: ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ПОСТРОЙКИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

Г.В. ЕГОРОВ, И.А. ИЛЬНИЦКИЙ, В.И. ТОНЮК, Н.В. АВТУТОВ, Д.В. ЧЕРНИКОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Проектированию судов для обеспечения аварийно-спасательной готовности (АСГ) были посвящены многие работы. Однако все они отражают решения, которые были актуальны в 60-80-х годах прошлого столетия и заметно устарели (вместе с теми судами, о проектировании которых в них шла речь). Сейчас общей тенденцией является строительство многофункциональных спасательных судов (МАСС).

С 2008 года было развернуто проектирование и строительство целой «линейки» таких МАСС современных концептов MPSV06, MPSV07, MPSV09, MPSV12 (см. рисунок 1) мощностью от 2 до 7 МВт для различных районов и условий работы, а также несколько меньших по размерам морских водолазных судов (МВС) пр. SDS08, а также ряда других проектов (суда обеспечения пр. DCV61, катамарана-спасателя пр. SDS18, буксира-спасателя пр. TG17). Проектирование этих концептов осуществляло Морское Инженерное Бюро.



Рисунок 1. Общее расположение судна проекта MPSV12

Об особенностях новых концептов уже было отмечено в работе [1], однако не меньший интерес представляет и следующий этап исследований, а именно рассмотрение применения этих судов, которые успели построить с 2010 года.

Основными факторами, определяющими успешное выполнение всего спектра аварийно-спасательных работ, являются: достаточные ледопробитость, ходкость на чистой воде, мореходность.

Наличие сложного сочетания функций приводит к взаимно противоречивым тенденциям в выборе обводов, главных размерений и других свойств МАСС. Например, при выборе пропульсивного комплекса одновременно необходимо выполнить условия по четырем режимам эксплуатации: - переход с эксплуатационной скоростью (примерно 70% от полного хода), характерный для нахождения в заданном районе и для обычных переходов судна; - режим полного хода при выходе на спасение;

- буксировка плавучих объектов; - эксплуатация во льдах, в том числе обеспечение ледокольных функций.

С учетом того, что для судов с высокими ледовыми свойствами применение винтов регулируемого шага не рекомендуется, понятно, что оптимальное решение этой задачи для всех четырех режимов невозможно. Практический подход состоит в поиске «золотой середины» – компромиссного решения.

Широкий спектр вышеупомянутых требований требует большого внимания и обоснованности в принятии решений, особенно на начальных стадиях. Форма корпуса судов ледового плавания является компромиссом между двумя противоречивыми требованиями – ледопроеходимостью и ходкостью на чистой воде. Соответствующий баланс между ними определяется приоритетом миссии судна. Следует иметь в виду, что обычной платой за ледопроежимость являются плохая ходкость и мореходность.

В качестве прототипов рассматривались: ледокольные суда различного назначения, включая ледоколы мощностью до 10 МВт, предназначенные для ледокольного обслуживания транспортных судов на подходах к портам, расположенным на побережье замерзающих неарктических морей; и многофункциональные суда обеспечения и снабжения для обслуживания буровых установок – арктические транспортные буксиры-снабженцы и суда обеспечения, участвующие в защите буровых установок от воздействия льда, их транспортном обслуживании и эпизодических буксировках.

Более широкий спектр работ многофункциональных спасательных судов в сравнении со специализированными ледоколами принципиально меняет подход к выбору формы корпуса. Поскольку, кроме выполнения ледокольных операций спасательные суда, прежде всего, должны работать согласно основному назначению, для них не могут быть рекомендованы обводы традиционного ледокольного типа. Наиболее предпочтительным является компромиссный вариант обводов, обеспечивающий требуемый уровень ходовых качеств судна как в ледовых условиях, так и на чистой воде.

Выводы

Успешная разработка проектов новых многофункциональных судов-спасателей показала эффективность сочетания теоретических исследований, современных методов численного моделирования и более традиционных испытаний моделей в опытовых бассейнах и в аэродинамической трубе для создания принципиально отличных от ранее используемых концептов судов специального назначения.

Правильное определение основной и вспомогательных функций судна, выбор соответствующих прототипов, использование надежных статистических данных и приближенных зависимостей позволяют определить сочетание оптимальных характеристик формы корпуса и главных размерений на начальных стадиях проектирования.

В итоге, Морским Инженерным Бюро были разработаны проекты МАСС с одной стороны, обладающие высокими ледовыми качествами, а с другой стороны, хорошей ходкостью в условиях чистой воды и мореходностью.

Опыт применения построенных судов-спасателей нового поколения является достойной иллюстрацией этого тезиса.

Литература

1. Егоров Г.В., Хаустов А.В. «Линейка» многофункциональных судов-спасателей гражданского назначения // Морская Биржа. – 2013. - N2 (44). - С. 18 - 29.

ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА СОВРЕМЕННЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ

Г.В. ЕГОРОВ, Я.В. КАЛУГИН, А.Г. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Сегодняшние реалии отечественного туризма таковы, что к любимым речным круизам «въездных» туристов из США, Европы, Австралии, добавились «частично морские» линии, например, Киев – Одесса – Бургас, Несебр (Болгария), «круговой» круиз по Каспийском морю. На данный момент в мировой практике эксплуатации круизных судов (КС), практически отсутствует флот пассажирских судов смешанного плавания.

Эксплуатация речных КС на линиях с выходом в море распространена в Украине. Круизные компании «Червона Рута» и «Viking River Cruises» используют речные КС, которые работают вдоль побережья Черного моря. «Viking River Cruises» эксплуатирует судно проекта PV17 «Викинг Синеус» (модернизация судна проекта 301). Модернизация проводилась в межнавигационный период 2013-2014 года с целью увеличения комфортабельности судна за счет значительного увеличения площади кают, ресторанов и общественных помещений.

КС смешанного река-море плавания класса М-ПР 2,5 «Русь Великая» было построено в 2013 году с использованием элементов существующего судна проекта 588 «Генерал Н.Ф. Ватутин». Однако это все модернизированные суда.

Таким образом, задача создания КС смешанного плавания стала актуальной и важной для воднотранспортной и туристической отраслей.

При проектировании новых судов однозначно следует исходить из заданного заказчиком уровня комфортабельности в виде количества условных звезд либо коэффициента комфортабельности, который будет служить регулирующим фактором эффективности будущего судна в виде функции определяющей потребные площади палуб и помещений, габаритные размеры судна, его пропульсивные характеристики, и, в итоге, – его экономическую эффективность.

В качестве критерия оценки проектной комфортабельности пассажирских судов можно применить пятизвездочную шкалу, неофициально используемую практически всеми туроператорами. Количество звезд увеличивается в соответствии с повышением уровня качества обслуживания и комфорта.

Особо следует выделить круизные суда повышенной комфортности (по сути, яхты). Часто такие суда вообще не относят к круизным судам в силу значительных отличий в подходах к пассажирской зоне и к ряду специальных вопросов (наличия дополнительных возможностей для водных видов активного отдыха и т.п.). Однако, как бы не комплектовалась пассажирская зона таких судов, они являются платформой для развития, в том числе и для классических круизных перевозок – см. сравнение боковых видов PV09 и PV300VD на рисунке 1, которое наглядно доказывает этот тезис.

Проект PV300VD представляет собой самоходное смешанного река-море плавания трехвинтовое круизное пассажирское судно – дизель-электроход «Волго-Дон макс» класса с вертикальным форштевнем и транцевой кормовой оконечностью, с избыточным надводным бортом, с надстройкой бака, с четырехъярусной жилой надстройкой по всей длине судна с носовым расположением рулевой рубки, с машинным отделением в кормовой части.

Это современный круизный лайнер для реки и прибрежных морей, который даст возможность совершить водное путешествие по выбранному маршруту с заходом в порты, в которых организовываются пешие и автобусные экскурсии к культурным, историческим, природным достопримечательностям и береговым курортным зонам, с

проживанием в условиях комфорта пятизвездочной гостиницы, с возможностью реализации самых различных форм досуга на борту самого судна (бары, дискотеки, прием солнечных ванн, купание в бассейне, фитнес, прогулки по открытым пространствам судна или в беседе с бокалом в руке, осматривая красоты берегов, просмотр фильмов, спектаклей и постановок, выступлений актеров и известных людей, прослушивание лекций, работа творческих кружков, общение с друзьями, походы в ресторан с открытой кухней и т.п., вплоть до игры в казино в условиях международных вод).

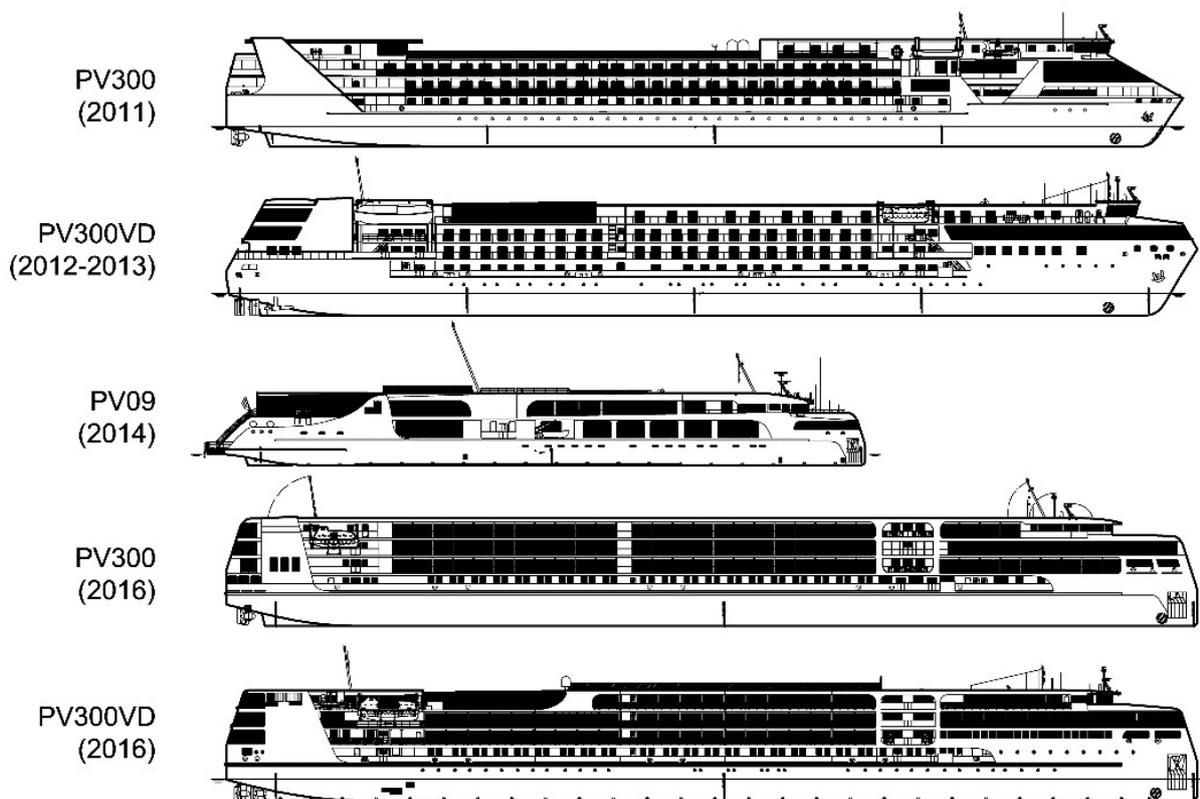


Рисунок 1. Сравнение боковых видов современных КС смешанного плавания

24 мая 2019 года судостроительный завод «Лотос» спустил на воду круизное пассажирское судно проекта PV300VD «Петр Великий».

Спуск осуществлялся с помощью косякового трансбордера наклонного слипа со 40-метровым свесом носовой части корпуса. Столь нестандартный спуск был обоснован группой прочностного анализа Морского Инженерного Бюро.

Пассажирское судно смешанного плавания «Мустай Карим» спущено на воду 11 сентября 2019 года.

Выводы

Самым серьезным сдерживающим фактором роста индустрии круизного туризма является отсутствие современных круизных судов.

Морским Инженерным Бюро спроектированы и уже строятся на заводах современные пассажирские суда смешанного плавания проекта PV300 и PV300VD.

ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПГ В КАЧЕСТВЕ ОСНОВНОГО ТОПЛИВА НА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СУДАХ

Г.В. ЕГОРОВ, Д.В. КОЛЕСНИК, Е.А. ОСАДЧИЙ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Уже практически десять лет ведущие судовладельцы грузовых судов смешанного плавания прорабатывают запуск в постройку их в версии газоходов.

Технически подготовка к применению газомоторного топлива началась в 2010-2011 году еще при проектировании танкеров проекта RST27, к установке на палубе которых предполагалось по две газовые емкости по 120-140 куб.м, обеспечивающих автономность до 10-12 суток.

При этом замена главных двухтопливных (мазут - дизельное топливо) двигателей предполагалась на такие же машины трехтопливные (газ - мазут - дизельное топливо) с такими же габаритами и практически такими же параметрами по мощности.

Понятно, что главная трудность при использовании СПГ на судах - сравнительно большое пространство, требуемое для криогенных емкостей. В сравнении с нефтяным топливом равное по энергетическому содержанию количество СПГ требует примерно в 1,9 раза большего объема. С учетом теплоизоляции емкости требуемый объем возрастает примерно в 2,3 раза. В случае установки емкостей для хранения СПГ внутри корпуса судна, требуемый объем может увеличиться в 4 раза.

На танкерах (а также железнодорожных паромов, где есть свободная от груза верхняя палуба, или, напротив, есть трюмные помещения без размещения груза) проблему объема емкостей для газового топлива удастся решить размещением криогенных емкостей на грузовой палубе (в трюме парома), а вот на сухогрузных судах и судах вспомогательного флота это возможно только за счет уменьшения размеров грузовых трюмов (или полезных подпалубных объемов).

Это действительно реальная проблема, так как в силу дефицита доступного объема автономность судов-газоходов (не газозовов, которые сами работают на том грузе, которые и перевозят), как правило, не превышает 10 суток.

Такие проекты были выполнены для сухогрузных судов проектов RSD44 (см. рисунок 1) и RSD59, где были найдены оптимальные положения топливных газовых емкостей по длине судна.

В докладе показаны варианты решений, причем как те, которые раньше рассматривались - две емкости вдоль судна, так и новые - с заменой двух емкостей на одну (экономия веса примерно на 5-7% и сокращение потерь длины и объема трюма за счет, например, изменения положения - в высоту или поперек судна). Рассматривались и контейнер-криогенные емкости в размерах стандартного 40-футового контейнера.

При рассмотрении проектов газоходов смешанного река-море плавания считалось, что заправка судовых емкостей будет осуществлять либо с автопоездов-газовозов, либо с судна-бункеровщика, либо с портовой бункер-станции. Например, для железнодорожного парома проекта CNF19M (в исходном варианте) общий объем газовых цистерн примерно 1500 куб. метров, бункеровка предполагается либо с применением автомобилей (одновременно четыре грузовика с подачей примерно 200 куб. метров в час) или судна-бункеровщика (до 1000 куб. метров в час).

Использование контейнер-криогенных емкостей позволит производить доставку СПГ на судно с помощью железнодорожного или автомобильного транспорта без выполнения бункеровочных операций классического типа.

Потребуется лишь замена емкостей.

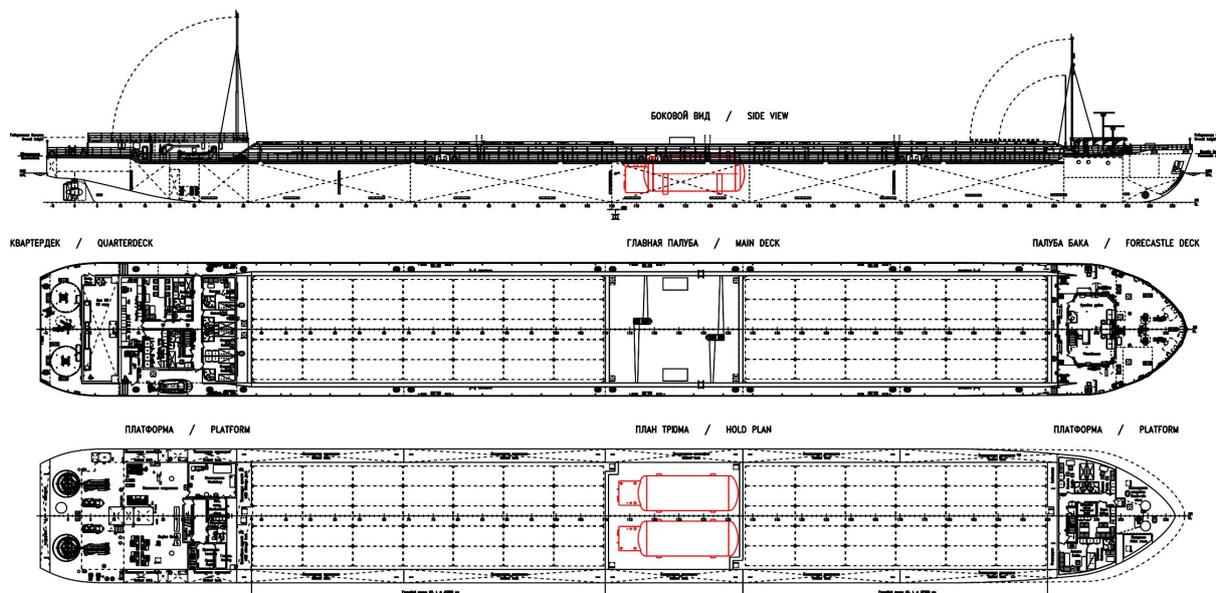


Рисунок 1. Общее расположение сухогрузного судна проекта RSD44 на СПГ

При принятии решения об использовании контейнер-криогенных емкостей необходимо ясно понимать, что относительно небольшой полезный объем контейнер-криогенных емкостей потребует значительного их количества, например, для обеспечения автономности танкера проекта RST27 10 суток необходимо 8 контейнеров.

Потребуется дополнительно предусмотреть на борту судна стационарные блоки испарителей и подогревателей газа с арматурой и трубопроводами, для контроля давления подачи газа к блокам газовых клапанов; для замены контейнеров в порту, должны быть предусмотрены соответствующие грузоподъемные средства.

Примеры всех решений по заправке газомоторным топливом в мировой практике уже есть, однако в применении к рассмотренным темам именно отсутствие инфраструктуры бункеровки не позволило реализовать функцию работы на газомоторном топливе.

Выводы

Таким образом, требуется "расширить" проблем инфраструктуры бункеровки газомоторным топливом, например, на внутренних водных путях - или речные/река-море суда будут и в будущем работать на мазуте и дизельном топливе. Такие точки для бункеровки вполне понятны - Санкт-Петербург, Ростов - на - Дону, Астрахань, Стамбул и Самара (или Саратов). В свою очередь, отсутствие инфраструктуры на реке не позволяет определить стоимость СПГ как топлива. Для примера, соотношения цен СПГ / дизельное топливо составляет (даже с учетом выигрыша в теплотворной способности) 0,7...0,9 от стоимости ДТ (нижняя граница при бункеровке с автопоездов, а верхняя - с помощью танк-контейнеров). Понятно, что при удельной (по отношению к ДТ) цене на мазут с 3,5% серы примерно 0,57 (предположим для мазута с уменьшенным до 0,5% содержанием серы в будущем 0,80) и при увеличении строительной стоимости судна - газохода по сравнению с аналогом, работающим на тяжелом топливе, на 10-15% - фактически плюс 2-2,5 млн. долларов к сегодняшней цене, с уменьшением дедвейта примерно на 200-220 тонн, уменьшением длины и объема грузовых трюмов экономического смысла в строительстве, например, грузовых судов смешанного река-море плавания - газоходов - не будет.

Необходимы субсидии и льготы судовладельцам для стимулирования использования СПГ в качестве судового топлива.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Г.В. ЕГОРОВ, Н.В. АВТУТОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

В докладе приведены особенности проектирования рыбопромысловых судов проектов КМТ01, КМТ02, КСП02, СТ-192, СТ184.

Большие и средние морозильные траулеры нового поколения проектов КМТ01, КМТ02, СТ-192, к строительству которых приступили в рамках государственной программы "Квоты под киль", существенно отличаются построенных в советское время при близких или меньших размерах более высокой производительностью, современными фабриками и траловым оборудованием, существенно более высоким уровнем автоматизации.

Например, траулер-процессор длиной свыше 105 метров для Дальневосточного рыбохозяйственного бассейна (объект инвестиций типа А) с валовой вместимостью не менее 5000 должен иметь по Постановлению Правительства производительность по производству филе и (или) фарша из минтая и (или) сельди не менее 75 тонн продукции в сутки; по производству муки рыбной и (или) жира рыбьего либо иных продуктов из отходов производства - не менее 40 тонн продукции в сутки; наличием морозильного оборудования суммарной производительностью не менее 150 тонн продукции в сутки.

Фактически же строящиеся для РРПК суда проекта СТ-192 имеют длину 108,2 м, валовую вместимость 9065, водоизмещение 13600 тонн, вместимость морозильных трюмов - 4500 куб.м, вместимость трюма для рыбной муки - 1000 куб.м, суточными производительностями по филе (фаршу) минтая (сельди) - 80 тонн, по муке рыбной, рыбному жиру - 250 тонн, по мороженной продукции - 260 тонн.

Для сравнения широко известные БМРТ проекта 1288 типа "Пулковский меридиан" постройки Черноморского судостроительного завода (которые работают в РРПК сейчас) имеют длину 104,5 м, водоизмещение 5720 тонн, вместимость морозильных трюмов - 2140 куб.м, вместимость трюма для рыбной муки - 370 куб.м, по муке рыбной, рыбному жиру - 35 тонн, по мороженной продукции - 60 тонн.

Траулер-процессор длиной свыше 80 метров для Северного рыбохозяйственного бассейна (объект инвестиций типа З) с валовой вместимостью не менее 3500 должен иметь по Постановлению Правительства производительность по производству филе и (или) фарша из трески и (или) пикши не менее 21 тонн продукции в сутки; по производству муки рыбной и (или) жира рыбьего либо иных продуктов из отходов производства - не менее 7 тонн продукции в сутки; наличием морозильного оборудования суммарной производительностью не менее 60 тонн продукции в сутки.

Фактически же строящиеся на Выборгском судостроительном заводе суда проекта КМТ01 имеют длину 86 м, валовую вместимость 5079, водоизмещение 7116 тонн, вместимость морозильных трюмов - 2500 куб.м, вместимость трюма для рыбной муки - 350 куб.м, суточными производительностями по филе (фаршу) - 40 тонн, по муке рыбной, рыбному жиру - 60 тонн, по мороженной продукции - 100 тонн, по консервам - 5 тысяч условных банок.

На Выборгском судостроительном заводе также строятся суда проекта КМТ02. Они имеют длину 80,4 м, валовую вместимость 3786, водоизмещение 5694 тонн, вместимость морозильных трюмов - 2650 куб.м, вместимость трюма для рыбной муки - 200 куб.м, суточными производительностями по филе (фаршу) - 40 тонн, по муке рыбной, рыбному жиру - 48 тонн, по мороженной продукции - 80 тонн, по консервам - 4 тысяч условных банок.

И проект КМТ01, и КМТ02 при меньших размерах имеют функционал существенно выше, чем классические суда проекта 1288.

Безусловно, за эти годы, пока отечественная промышленность не строила промысловых судов, подходы к их проектированию и оснащению изменились - рост производительности при уменьшении размеров.

Кроме того, часто требования Правил отражают, например, требования международных конвенций, например, СОЛАС, которые не распространяются на рыболовные суда в принципе.

Если учесть, что рыбоперерабатывающая фабрика расположена ниже палубы надводного борта и имеет протяженность более 80% длины судна, а длина морозильного трюма 48-55% длины судна, понятно, что обеспечить такое же количество поперечных переборок, как на грузовых судах просто невозможно, причем некоторые из них из-за протяженности фабрики нельзя довести до палубы надводного борта. Поэтому на современных западных проектах таких судов этого и не делают.

Требования по аварийным выходам в помещениях машинного отделения также в современных концептах выполняются рационально - там, где это действительно необходимо, а не формально, например, в помещениях инсинератора.

Стационарные системы пожаротушения местного применения внутри машинных помещений также на новых рыбопромысловых судах не применяются.

В виду наличия носовых оконечностей с ярко выраженным бульбом, требует особого подхода решение задачи определения расчетной длины корпуса. Сегодняшние высокобортные корпуса траулеров позволяют не опасаться за конструкцию фальшборта с существенно меньшим, чем испытывающие более высокие нагрузки от общего изгиба корпуса грузовых судов, количеством подвижных соединений (практически только на небольшом участке от миделя в нос и в корму).

В силу понятных причин - верхняя зона ледовых усилений расположена между главной и траловой палубами, в конструкциях, примыкающих к наружной обшивке, выполняются вырезы для прохода систем и кабельных трасс (в силу уменьшения размеров и высокой насыщенностью оборудованием на таких судах приходится экономить пространство). Соответственно, требуется анализ прочности конструкций и обоснование вырезов в районах ледовых усилений.

Для траловой палубы широко применяются высокопрочные износостойкие стали, которые не описаны в правилах и которые не производятся в России.

Другой особенностью современного рыбопромыслового судна является изменяемая частота электростанции (50/60 Гц).

Как правило, силовая установка состоит из одного главного двигателя, подключенного через редуктор посредством упругой муфты к валу и винту регулируемого шага в неподвижной насадке. Главный двигатель среднеоборотный с непрерывным режимом работы, например, от 750 оборотов в минуту, и с плавным (ограниченным комбинаторным) непрерывным режимом работы, например, от 750 до 620 оборотов в минуту, при этом частота тока валогенератора является переменной в диапазоне от 60Гц до 50Гц.

Выводы

Рыбопромысловые суда нового поколения существенно отличаются от построенных в советское время, при близких или меньших размерах, более высокой производительностью, современными фабриками и оборудованием для лова, существенно более высоким уровнем автоматизации.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СТАРЕНИЯ ФЛОТА И МОДЕРНИЗАЦИЙ НА ОБЩУЮ ПАССАЖИРОВМЕСТИМОСТЬ РЕЧНЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ

А.Г. ЕГОРОВ

Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

При разработке проектов новых речных круизных пассажирских судов (РКПС) и модернизации существующих крайне важно иметь представление о реальной ситуации с фактической пассажировместимостью РКПС.

Для решения поставленной задачи были исследованы 113 имеющихся действующий класс РРР (на 2019 год) РКПС.

Было выявлено, что все суда в той или иной степени были переоборудованы или модернизированы.

При этом под понятием «сохранение философии» понимается такой тип модернизации, при которой сохранялся уровень комфортабельности, «существенная модернизация» была направлена на повышение уровня комфортабельности судна.

Существенно модернизировано с повышением уровня комфортабельности 43 круизных пассажирских судна (38,7% от всех работающих в навигацию 2019 года).

При этом на 12 круизных пассажирских судах (10,8% от всех работающих) были установлены балконы на всех палубах, на 9 судах – балконы установлены частично (для определенной категории номеров, чаще всего, для кают класса «Люкс»).

Работы по модернизации и переоборудованию продолжаются. За крайние пять лет было модернизировано 34 судна (32 в России плюс два днепровских судна проекта 301).

Например, на рынок вышла швейцарская компания Thurgau Travel, для которой в межнавигационный период 2018-2019 годов были модернизированы сразу 2 РКПС, в том числе теплоход «А.С. Попов» («Thurgau Karelia») – первое судно проекта 588 с балконами не только для кают класса «Люкс».

На модернизированном судне 71 каюта площадью 14-16 м² и 10 кают площадью 11-14 м², при этом количество пассажиров сократилось до 162 с 339 человек (на 52,2%).

По внутренней классификации оператора судно категории 3+*.

Второй – теплоход «Ремикс» («Remix») – судно проекта 305 для работы на линии Салехард – Новосибирск (река Обь). На модернизированном судне каюты площадью от 10 до 60 м², количество пассажиров сократилось до 53 с 311 человек (на 83%). По внутренней классификации оператора судно категории 3*.

Помимо компании Thurgau Travel в межнавигационный период 2018-2019 года активно работали над повышением комфортабельности компании «ВодоходЪ» (т/х «Нижний Новгород» и т/х «Санкт-Петербург»), «Мостурфлот» (т/х «Сергей Есенин», т/х «А.С. Пушкин», т/х «Россия»), «Инфофлот» (т/х «Василий Чапаев», т/х «Северная сказка»), «Донинтурфлот» (т/х «Игорь Стравинский») и «Белый лебедь» (т/х «Бородино», т/х «К.А. Тимирязев»).

Была выполнена также средняя оценка влияния модернизации на пассажировместимость речных круизных пассажирских судов.

Для этого все активные РКПС были сгруппированы в две группы.

Первая (суда проектов 26-37, 588, 305, 646) – это грузопассажирские и пассажирские суда для дальних линий, построенные с начала 50-х до середины 60-х годов прошлого столетия.

Вторая группа судов (проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) – это суда, которые строились в 70-90-е годы, причем многие уже с учетом круизной функции.

При существенной модернизации РКПС из первой группы пассажировместимость в среднем уменьшается на 52,3%, при сохранении философии – на 32%.

При существенной модернизации РКПС из второй группы – на 37%, при сохранении философии – на 16,1%.

Рассчитана общая пассажировместимость работающих в 2019 году речных круизных пассажирских судов, определен средний возраст работающих судов, даны прогнозы по пассажировместимости на среднесрочную перспективу до 2030 года.

Общая пассажировместимость на 2019 год составляет 24602 человека.

К 2030 году прогнозируется уменьшение пассажировместимости на 52,72% до 11631 человека, и это, не считая возможного уменьшения пассажировместимости за счет глубокой модернизации существующих круизных судов для повышения уровня комфортабельности в 2019-2030 годы (см. рисунок 1).

При этом также не учитываются возможные новые РКПС, которые будут заказаны и построены (либо переоборудованы из других типов судов), начиная с 2020 года.

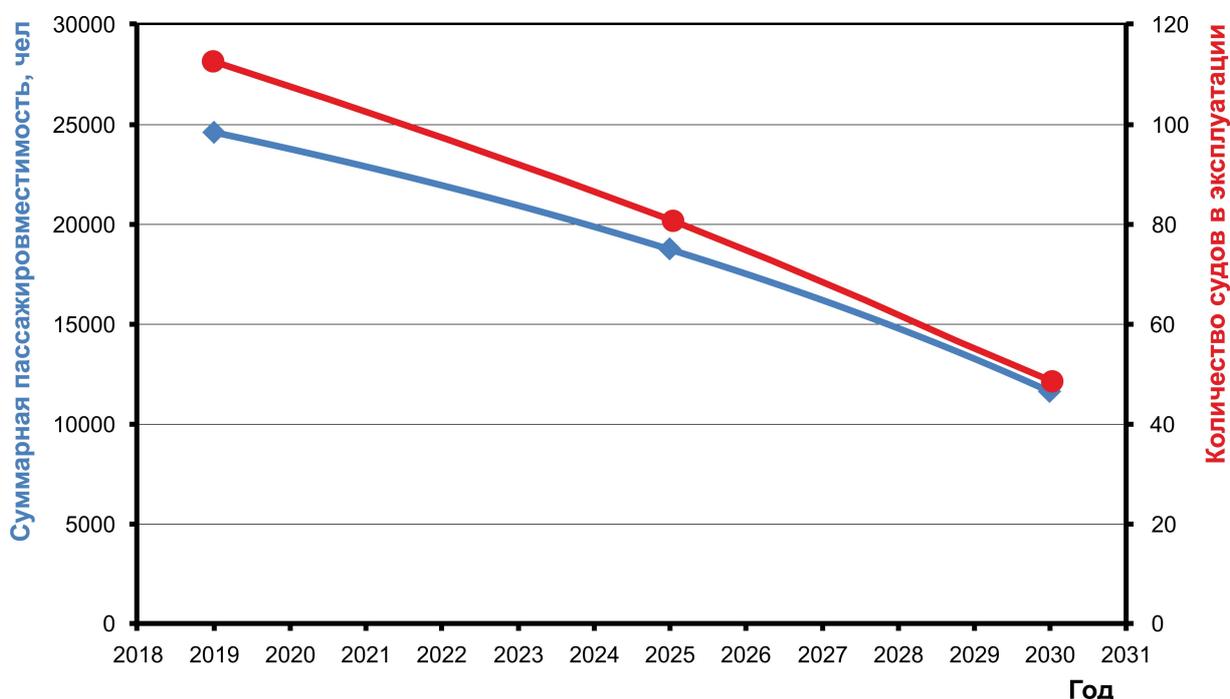


Рисунок 1. Прогноз по общей пассажировместимости активных РКПС

Выводы

Выполненное исследование показало, что общая пассажировместимость РКПС снизится до 11631 человека (на 52,72%) к 2030 году, и это, не считая возможного уменьшения пассажировместимости за счет будущих модернизационных работ.

Для сохранения понятия «речной круиз», и не только для иностранных туристов, рекомендуется на среднесрочную и долгосрочную перспективы строительство новых пассажирских судов, которые бы наиболее полно удовлетворяли запросам рынка. Это могут быть круизные пассажирские суда как для классических речных маршрутов в европейской части страны (PV300, PV500VB, PV09, ПКС-180 и т.п.), так и смешанного плавания суда для работы в прибрежных морях и на речных маршрутах, в том числе, на Енисее, Лене, Оби и Амуре (PV300VD, PV11 и т.п.).

ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ ПАССАЖИРСКОГО И СЛУЖЕБНОГО БЛОКОВ НА РЕЧНЫХ КРУИЗНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДАХ С УЧЕТОМ МОДЕРНИЗАЦИЙ И КОНВЕРСИЙ

А.Г. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Несмотря на увеличение количества модернизаций, еще не все работающие речные круизные пассажирские суда (РКПС) приведены под современные понятия круиза. Поэтому при разработке проектов модернизации, да и новых РКПС, крайне важно иметь представление о реальной ситуации с пассажирскими каютами и общественными помещениями.

Любая модернизация или конверсия РКПС, при условии отсутствия проблем с техническим состоянием судна, проводится с целью повышения комфортабельности. На таких судах повышение комфортабельности и приведение к современным стандартам обслуживания достигается за счет уменьшения пассажироместимости, в отличие от морских круизных пассажирских судов и лайнеров, для которых, в большинстве своем, возможно изменение габаритных размеров.

При этом также меняются распределение площадей и компоновка помещений.

Был выполнен соответствующий анализ изменения распределения площадей палуб. В качестве объектов для исследования выбраны наиболее подходящие для модернизаций суда из первой (суда проектов 785, 26-37, 588, 305, 646, 860) и второй (проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) групп РКПС.

Наглядно изменение площадей и компоновки пассажирских кают представлено на рисунке 1.



Рисунок 1. Изменение площадей и компоновки пассажирских кают на РКПС первой (проект 305) и второй групп (проект 302)

Средняя площадь пассажирской каюты на конверсионном РКПС проекта PV06 по сравнению с исходным судном проекта 588 выросла на 196,7% (с 4,1 м² до 12,2 м²), на «Руси Великой» – на 170,8% (до 11,2 м²), на модернизированном «И.А. Крылове» – на 121,8% (до 9,2 м²).

На модернизированном «Сергее Образцове» по сравнению с исходным судном проекта 305 – на 104,8% (с 3,3 м² до 6,7 м²).

На модернизированном РКПС проекта PV17 по сравнению с исходным судном проекта 301 – на 161,2% (с 8,0 м² до 21,0 м²), на «Княжне Виктории» – на 138,5% (до 19,1 м²); на «Санкт-Петербурге» – на 58,7% (до 12,7 м²).

На конверсионном РКПС проекта PV08 по сравнению с исходным судном проекта Q-065 – на 188,2% (с 7,5 м² до 21,6 м²), на модернизированном «Сергее Есенине» – на 55,7% (до 11,7 м²).

На модернизированном РКПС проекта PV12 по сравнению с исходным судном проекта 302 – на 120,5% (с 9,5 м² до 21,0 м²), на модернизированном судне проекта PV15 – на 101,8% (до 19,2 м²), на т/х «Русь» – на 6,7% (до 10,1 м²).

На «Мстиславе Ростроповиче» по сравнению с исходным судном проекта 92-016 – на 160,7% (с 8,7 м² до 22,8 м²), на «Сергее Кучкине» – на 18,2% (до 10,3 м²).

Удельная площадь общественных помещений на конверсионном РКПС проекта PV06 по сравнению с исходным судном проекта 588 выросла на 232,3% (с 4,7 м²/чел до 15,7 м²/чел), на «Руси Великой» – на 91,8% (до 9,1 м²/чел), на модернизированном «И.А. Крылове» – на 92,1% (до 9,1 м²/чел).

На модернизированном «Сергее Образцове» по сравнению с исходным судном проекта 305 – на 93,8% (с 5,2 м²/чел до 10,1 м²/чел).

На модернизированном РКПС проекта PV17 по сравнению с исходным судном проекта 301 – на 47,9% (с 8,1 м²/чел до 11,9 м²/чел), на «Княжне Виктории» – на 54,3% (до 12,4 м²/чел); на «Санкт-Петербурге» – на 69,7% (до 13,7 м²/чел).

На конверсионном РКПС проекта PV08 по сравнению с исходным судном проекта Q-065 – на 63,0% (с 9,0 м²/чел до 14,7 м²/чел), на модернизированном «Сергее Есенине» – на 23,6% (до 11,2 м²/чел).

На модернизированном РКПС проекта PV12 по сравнению с исходным судном проекта 302 – на 66,1% (с 9,0 м²/чел до 14,9 м²/чел), на модернизированном судне проекта PV15 – на 31,7% (до 11,8 м²/чел), на т/х «Русь» – на 16,8% (до 10,5 м²/чел).

На «Мстиславе Ростроповиче» по сравнению с исходным судном проекта 92-016 – на 61,1% (с 7,9 м²/чел до 12,7 м²/чел), на «Сергее Кучкине» – на 34,6% (до 10,6 м²/чел).

Выводы Работы по модернизации и конверсии на таких судах проводятся, в первую очередь, для повышения комфортабельности круизов. Учитывая, зачастую, невозможность изменения габаритных размеров на РКПС, единственным возможным вариантом остается уменьшение пассажироместимости.

При этом происходит перераспределение площадей по сравнению с базовыми проектами: увеличивается удельная площадь кают с 2,0-4,5 м²/чел до 9,0-12,0 м²/чел, удельная площадь общественных помещений с 4,5-9,0 м²/чел до 11,5-16,0 м²/чел.

Увеличивается также количество экипажа и обслуживающего персонала на одного пассажира до 0,51, что повышает уровень обслуживания на борту.

Полученные зависимости, полученные при выполнении работы, позволят упростить процесс проектирования на начальных стадиях проектирования, в том числе, при выполнении проектных работ по модернизации и конверсии РКПС.

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ФЛОТА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КРУИЗНЫХ СУДОВ С ПРОГНОЗОМ ДО 2030 ГОДА

А.Г. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Средний возраст находящихся в эксплуатации речных круизных пассажирских судов (РКПС) достиг 45 лет. Судовладельцы пытаются «парировать» физическое старение судов путем дорогих ремонтов и замены кают на более комфортабельные.

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

При этом остается проблема окупаемости затрат на модернизацию и поддержание безопасного технического состояния, так как далеко не все «старые» проекты можно эффективно довести до современных представлений о комфорте и надежности.

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

Исследования автора однозначно показали, что утилизация «старых» серий речных круизных пассажирских судов не только идет, но и идет с нарастающими темпами. Пик ее пришелся на 2011-2018 годы, и этот процесс продолжается сейчас.

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

Первая (суда проектов 785, 26-37, 588, 305, 646, 860) – это грузопассажирские и пассажирские суда для дальних линий, построенные с начала 50-х до середины 60-х годов прошлого столетия. Круизная функция появилась заметно позже, чем они были приняты в эксплуатацию (достаточно вспомнить, что во многих каютах не было не только индивидуальных санузлов, но и просто умывальников), отсутствие системы кондиционирования. Соответственно, именно к круизным задачам такие суда приспособляли в разное время и в разном объеме.

Кроме того, это относительно небольшие суда с точки зрения главных размерений и количества пассажирских палуб, соответственно, существенно сложнее разместить на них достаточное для прибыльного бизнеса количество комфортабельных кают. Поэтому, например, двухпалубные суда утилизируются гораздо быстрее, чем трехпалубные примерно того же возраста.

Вторая группа судов (проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) – это суда, которые строились в 70-90-е годы, причем многие уже с учетом круизной функции. Суда этих проектов имели вполне современные архитектурные формы и отличались заметно более высокой комфортабельностью всех пассажирских помещений, имели системы вентиляции и кондиционирования. В целом в них были заложены правильные конструктивные решения. Они вполне безопасны и эффективны для увеличения уровня комфорта, а в будущем и замены машин и механизмов, что позволит им работать еще примерно 15-20 лет.

При этом помимо перепланировочных работ, особо следует ставить вопрос о замене в будущем дизель-генераторов и главных дизелей, ресурс которых практически исчерпан, а заводов, производящих не контрафактные запчасти – уже нет.

С корпусом ситуация иная. Условия эксплуатации таких речных круизных судов гораздо более благоприятны, чем грузовых. Нет смысла сравнивать, например, 40-летнее сухогрузное судно и РКПС такого же возраста.

РКПС переоборудовались (и переоборудуются) с целью повышения уровня комфорта, что приводит к сокращению пассажироместимости (числа кают) за счет увеличения площади кают. Примером модернизации РКПС проекта 301 является судно проекта PV17 «Викинг Синеус» (бывший «Михаил Ломоносов»).

Модернизация проводилась в межнавигационный период 2013-2014 года с целью увеличения комфортабельности судна за счет значительного увеличения площади кают, ресторанов и общественных помещений. Заказчик – Viking River Cruises. Проект PV17 разработан Морским Инженерным Бюро.

Выводы

Основным критерием грядущего списания РКПС является моральное старение, в том числе по экономическим и экологическим требованиям и по характеристикам самого судна, т.е. невостребованность судна рынком.

Новые РКПС необходимы по следующим причинам:

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

К июню 2019 года из 254 построенных в советское время речных круизных пассажирских судов 98 (38,6%) были списаны (6,7% – 17 судов потеряны в катастрофах, утилизировано 31,9% – 81 судно).

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

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

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

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

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СПУСКА ПАССАЖИРСКОГО СУДНА СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ ПРОЕКТА PV300VD СО ЗНАЧИТЕЛЬНЫМ СВЕСОМ НОСОВОЙ ЧАСТИ

Г.В. ЕГОРОВ, Н.Ф. БУТЕНКО, А.А. СОЛОВЬЕВ, В.А. НИЛЬВА, О.Г. ЕГОРОВА
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

24 мая 2019 года судостроительный завод "Лотос" спустил на воду головное круизное пассажирское судно нового поколения проекта PV300VD "Петр Великий" на 310 пассажиров (см. рисунок 1).



Рисунок 1. Спуск пассажирского судна проекта PV300VD

Спуск судна проекта PV300VD осуществлялся с помощью косякового трансбордера наклонного слипа ОАО ССЗ "Лотос" со 40-метровым свесом носовой части корпуса. Столь нестандартный спуск был обоснован группой прочностного анализа Морского Инженерного Бюро (см. рисунок 2).

Был выполнен расчет нагрузок на опорное устройство при накатке судна на косяковый трансбордер наклонного слипа (см. рисунок 3).

Корпус судна рассматривался как призматическая балка на 21 независимых упругих опорах.

Коэффициенты жесткости упругих опор определены с учетом расположения тумб с деревянными подушками на опорном столе косяка. Коэффициенты жесткости упругих опор №1, 2, 21 определены с учетом прогиба опорного стола в виде балки с поперечным сечением. Остальные пары опор-тумб с сосновыми прокладками расположены над стальными опорами опорного стола косяка и их упругость не

учитывается, а величина коэффициента жесткости 1 м^2 деревянной прослойки составляет $K=294300 \text{ кН/м}$.



Рисунок 2. Свес носовой части пассажирского судна проекта PV300VD

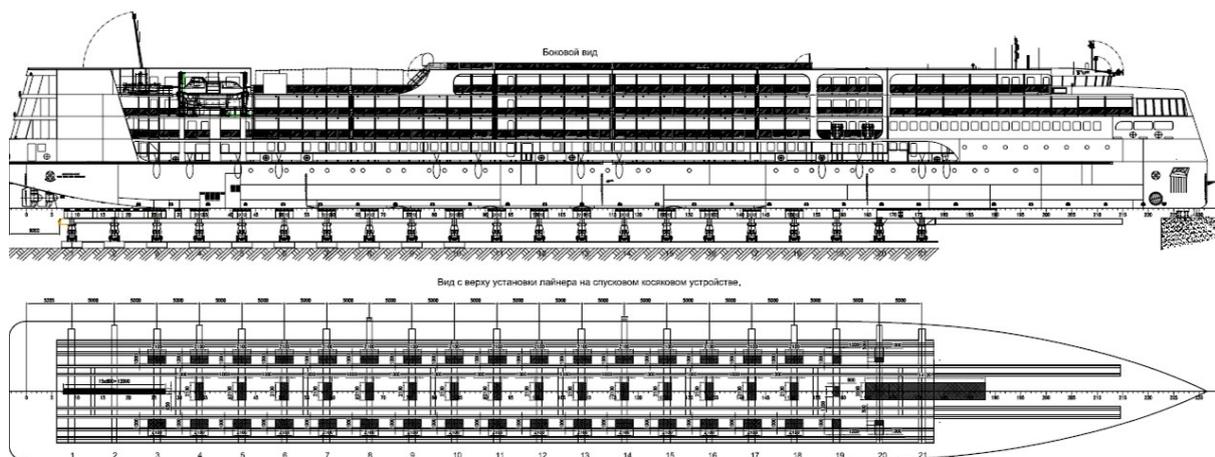


Рисунок 3. Схема мест установки деревянных кильблоков на косяковом столе

Выводы

Вариант спуска судна на воду, обоснованный в настоящей работе, свидетельствует о безопасном спуске судна с точки зрения прочности.

Общая прочность корпуса судна проекта PV300VD и прочность конструкций трансбордера при спуске обеспечены.

Прочность корпуса судна с учетом временных подкреплений корпуса обеспечивается с запасом. При этом максимальный прогиб носовой оконечности $w_{\max}=70 \text{ мм}$, что вполне соответствует обычным эксплуатационным деформациям судна при работе в море.

Местная прочность корпусных конструкций с учетом временных подкреплений корпуса обеспечена.

ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НОВЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ОТЕЧЕСТВЕННОМ СУДОСТРОЕНИИ

Г.В. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Главным материалом судостроения является сталь. Драйверами применения новых марок сталей является постройка корпусов арктических морских сооружений и судов. Условия эксплуатации их конструкций крайне тяжелые: температура эксплуатации до -60°C ; цикличность нагрузки конструкции от ледовой нагрузки - до 107 циклов в год; от волновой нагрузки - 108 циклов в год; длительное коррозионное воздействие и коррозионно-эрозионный износ в условиях сезонного повышения солености льда. Для изготовления таких тяжело нагруженных сварных конструкций все более широкое применение получают высокопрочные стали с повышенной хладостойкостью. В связи с этим особую актуальность приобретает освоение и производство импортных аналогов высокопрочных закаленных и отпущенных сталей для изготовления механизмов, машин и конструкций, работающих при низких температурах (до -60°C): JFE-HITEN590U2L, JFE-HITEN590L, JFE-HITEN610U2L, JFE-HITEN610L, JFE-HITEN690L, JFE-HITEN710L, JFE-HITEN780L, JFE-HITEN780FL, JFE-HITEN780ML (JFE Steel Corporation, Япония); ABREX \geq 400LT, 450LT, 500LT (Nippon Steel Corporation, Япония); Strenx 700, 900, 960, 1100 (SSAB, Швеция); DILLIMAX 690 E, 890 E, 965 E, 1100, DI-RACK (DILLINGER, Германия).

Ведущей отечественной организацией является НИЦ "Курчатовский институт" - Центральный научно-исследовательский институт конструкционных материалов "Прометей". Для решения проблемы усиленного коррозионно-эрозионного износа в условиях льдов повышенной солености "Прометеем" были разработаны специальные двуслойные (плакированные) стали. Такие биметаллы, которые изготавливаются с основным слоем из стали различной категории прочности - стали марок 09Г2С, 10ХСНД, 10ГНБ, стали категорий D, E, F, АБ (355, 500, 590 и 620 МПа) и плакирующим слоем из различных аустенитных марок стали (коррозионностойкие стали марок 08Х18Н10Т, 8Х19Н10Г2Б, 03Х17Н14М3 (316L, 317L по ASTM), отличаются высоким сцеплением слоев, коррозионно-эрозионной стойкостью, и могут свариваться без снятия плакирующего слоя.

Помимо ледовых поясов ледоколов и арктических платформ, высокопрочные износостойкие стали востребованы при постройке рыбопромысловых судов нового поколения. Это траловые палубы и слип (сталь типа Strenx 700, Hardox 450). Показаны примеры использования этих сталей на проектах морозильных траулеров СТ-192, КМТ01, КМТ02.

Алюминиевые сплавы, безусловно, широко известны в отечественном судостроении многие годы и применяются в первую очередь для корпусов скоростных судов (для увеличения полезной нагрузки за счет снижения массы корпуса), надстроек и рубок пассажирских судов, паромов и служебно-вспомогательных судов (для решения вопросов по остойчивости за счет снижения положения ЦТ по высоте). Примером могут служить надстройки круизных судов нового поколения проектов PV08, PV09, PV300, PV300VD.

Новшеством является применение новых Al-Mg сплавов с пониженным содержанием скандия, разработанных RUSAL. Основные преимущества деформируемых Sc-содержащих сплавов RUSAL (с 0,1% Sc): низкая стоимость (в 2-3 раза) по сравнению с традиционными Sc-содержащими сплавами; по уровню

прочностных свойств превосходит традиционные сплавы минимум на 40%; высокий уровень свойств достигается без использования операции закалки в воду. Достигнуто снижение стоимости Sc сплавов (в виде слитков) до 5000 долларов США за тонну (при содержании до 0,1% Sc). За счет роста прочности масса конструкций может быть снижена по сравнению с обычными алюминиевыми сплавами примерно на 25%.

НИЦ "Курчатовский институт - ЦНИИ КМ "Прометей" разработал технологию производства сварных крупногабаритных облегченных панелей (СКО-панелей) с использованием катаных и пресованных полуфабрикатов из коррозионно-стойких алюминиево-магниевых сплавов 1561, 1565ч толщиной от 2,5 мм методом сварки трением с перемешиванием.

Применение фиксель-панелей - многослойных структур, разработанных специально для использования в модульных конструкциях, особенно там, где требуется как горизонтальная, так и вертикальная жесткость в сочетании с низким номинальным весом. Для судна проекта PV300VD были выполнены проработки по замене элементов конструкции из алюминиевого сплава на фиксель-панели в жилой части надстройки.

Инновационный катамаран "Грифон" проекта 23290 с корпусом из углепластика (АО "Средне-Невский судостроительный завод", входит в состав АО "ОСК") - яркий пример применения композитов в судостроении.

Его корпус изготовлен из композитных материалов с применением отечественных углеродных тканей. Применение композитных материалов в данном проекте позволило улучшить прочность корпуса. При этом вес такого судна гораздо легче судов с металлическим корпусом, в результате чего расход топлива и ГСМ гораздо ниже. Кроме того, композитный корпус не подвержен коррозии, что существенно увеличивает срок его эксплуатации.

Для грузовых судов смешанного река-море плавания и речного плавания актуальными является применение композитов для изготовления люковых закрытий (был приведен пример водного транспорта США, где такое решение применяется повсеместно), перемещаемых поперечных переборок, дельных вещей, элементов надстройки.

Впервые в России в промышленном масштабе ростовский судостроительно-судоремонтный завод ЗАО "РИФ", который входит в состав Группы компаний "Ростовский порт", освоил строительство катеров и плавобъектов из полиэтилена высокой плотности (HDPE).

Это вид полиэтиленовой пластмассы, который активно используется в судостроении благодаря высокой плотности и легкости. Использование УФ-добавки повышает стойкость к воздействию ультрафиолетового излучения, и материал не выгорает под воздействием солнца.

Катера серии RIF длиной от 5 до 17 метров имеют твердую HDPE-конструкцию, состоящую из труб и пластин с использованием инновационных методов сварки. Строительство осуществляется под наблюдением Российского Речного Регистра.

Выводы

Представлены основные направления практического использования новых конструкционных материалов в гражданском судостроении, с примерами из отечественного опыта.

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕГО ФЛОТА ТОЛКАЧЕЙ И БУКСИРОВ И ПЕРСПЕКТИВЫ СТРОИТЕЛЬСТВА НОВЫХ

Г.В. ЕГОРОВ, А.Г. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Впервые проведено исследование такого масштаба, в рамках которого были рассмотрены 4376 судов, построенных с начала 60-х годов прошлого столетия до начала нынешнего. В частности, было проанализировано состояние 30 речных и река — море ледоколов, 126 бункеровщиков, 122 путевых и промерных судов, 450 речных портовых буксиров, 426 морских и река — море буксиров, 3185 речных буксиров-толкачей. В итоге было выявлено, что в морских портах и на внутренних водных путях России сейчас работают 2644 судна «советских» серий морского и речного вспомогательного, буксирного и бункеровочного флота, то есть более 65,5% от общей численности судов «советской» серии.

Ожидается, что при сложившейся системе списания устаревшего служебно-вспомогательного флота (см. рисунок 1) к 2025 году в эксплуатации останется 1750 таких судов, а к 2030 году - всего 898 судов (33% от сегодняшней численности).



Рисунок 1 – Динамика списания служебно-вспомогательного флота

Морские бункеровщики. Сейчас работает 69 судов со средним возрастом 36,3 года - 40 бункеровщиков (66% от построенных) проекта 610 дедвейтом 3326 тонн, 20 судов (39% от построенных) проекта 585 дедвейтом 1634 тонны и 9 судов (60% от построенных) проекта 1652 дедвейтом 264 тонны. Всего же их было построено 126 единиц. Списано 33 судна (26%) со средним возрастом сдачи на металлолом 28,4 года. В отстое 24 судна (19%) со средним возрастом 39 лет и эти суда не прошли дооборудование вторым дном и вторыми бортами.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 45 бункеровщиков старых серий, к 2030 году - 17 судов.

Буксиры речные портовые. Сейчас работает 252 судна (56% от построенных) со средним возрастом 43,2 года. Всего же их было построено 450 единиц. Списано 137

судов (30%) со средним возрастом сдачи на металлолом 31 год. В отстое 61 судно (19%) со средним возрастом 43,6 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 184 речных портовых буксиров старых серий, к 2030 году - 105 судов.

Буксиры морские портовые и река-море. Сейчас работает 290 судов (68% от построенных) со средним возрастом 35,1 года. Всего же их было построено 426 единиц. Списано 87 судов (20%) со средним возрастом сдачи на металлолом 29,3 года. В отстое 49 судов (12%) со средним возрастом 38,9 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 143 морских буксиров старых серий, к 2030 году - 63 судна.

Буксиры-толкачи речные мощностью до 400 кВт. Сейчас работает 858 судов (58% от построенных) со средним возрастом 34,1 года. Всего же их было построено 1487 единиц. Списано 385 судов (26%). При этом утилизировано 374 судна со средним возрастом сдачи на металлолом 21 год. Потеряно в авариях (данные явно неполные) 11 судов со средним возрастом 35,1 год. В отстое 244 судна (16%) со средним возрастом 35,5 лет.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 574 буксиров-толкачей речных мощностью до 400 кВт старых серий, к 2030 году - 297 судов.

Буксиры-толкачи речные мощностью 440-800 кВт. Сейчас работает 835 судов (61% от построенных) со средним возрастом 43,2 года. Всего же их было построено 1376 единиц. Списано 362 судов (26%). При этом утилизировано 348 судов со средним возрастом сдачи на металлолом 30,3 года. Потеряно в авариях (данные явно неполные) 14 судов со средним возрастом 35,2 года. В отстое 179 судов (13%) со средним возрастом 43,2 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 568 буксиров-толкачей речных мощностью 440-800 кВт старых серий, к 2030 году - 297 судов.

Буксиры-толкачи речные мощностью 900-1800 кВт. Сейчас работает 202 судна (63% от построенных) со средним возрастом 41,2 года. Всего же их было построено 322 единицы. Списано 77 судов (24%). При этом утилизировано 74 судна со средним возрастом сдачи на металлолом 30,3 года. Потеряно в авариях (данные явно неполные) 3 судна со средним возрастом 26 лет. В отстое 43 судна (13%) со средним возрастом 41,6 года.

Выводы

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 135 буксиров-толкачей речных мощностью 900-1800 кВт старых серий, к 2030 году - 58 судов. Учитывая, что именно эти суда в основном и применяются для работы с новыми баржами при выходе в морские районы, их строительство будет иметь смысл уже с 2023-2024 года.

Наибольшую перспективу с точки зрения нового судостроения среди служебно-вспомогательного флота имеют помимо уже раскрученного направления морских буксиров, морские танкеры - бункеровщики и буксиры - толкачи смешанного река-море плавания мощностью 1200-1800 кВт, а также речные и река-море ледоколы.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ ГРУЗОВОГО СУХОГРУЗНОГО И НЕФТЕНАЛИВНОГО ФЛОТА

Г.В. ЕГОРОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Основу торгового флота, работающего с грузовой базой постсоветских стран, составляют в первую очередь сухогрузные, нефтеналивные и комбинированные суда смешанного река-море плавания и суда морских ограниченных районов плавания, а также морские суда с дедвейтом до 8 тысяч тонн (их часто называют коастерами).

При проведении анализа такого флота следует четко понимать, что главным его признаком является именно грузовая база, так как флаг у судна в данный конкретный момент может быть самым разным, часто в зависимости от того грузопотока, на который его нацеливает частный судовладелец - надо будет работать с речных портов, флаг будет российский или украинский, с морских портов (включая Ростов-на-Дону, Санкт-Петербург, Архангельск, Астрахань и другие де-факто по путевым условиям речные, но юридически - морские порты) - возможны самые различные варианты.

Кроме того, если еще не так давно речь шла, как правило, о т.н. "советских" сериях судов, сданных в эксплуатацию до 2000 года, то сейчас заметную роль играют как новые суда этого типа, специально построенные под путевые условия, так и приобретенные на рынке (как правило, это суда с достаточно большими осадками - 5 метров и больше). Причем и те и другие построены в XXI веке.

Вариации рейсов также понятны - главный маржинальный сухой груз - зерно; основные рейсы в весенне-летний сезон - речные порты - рейдовые перевалочные комплексы (РПК). Безусловно, это только упрощенная модель, в действительности уголь, сера на перевалке в районе РПК Кавказ, железно-рудный концентрат в украинских портах, плюс металлолом, прокат в той или иной форме, транзитные рейсы с негабаритными грузами, лес на Северо-Западе и пр.

Особый разговор о грузовой базе на нефтеналивном флоте. Понятно, что это, как правило, мазут, а также дизельное топливо и иные светлые нефтепродукты с температурой вспышки 60 градусов и более. Кроме того, растительные масла и иные химические наливные грузы, требующие химвозов типа ИМО 2, а также патока и некоторые другие наливные грузы; сырая нефть на Каспийском море.

Автором были уточнены тенденции в изменении состава существующего сухогрузного и танкерного флота, с учетом значительного роста интереса к первому и заметному снижению объемов перевозок вторым и уточнить соответствующие прогнозы, ранее сделанные Бюро, на 2025-2030 годы.

Только в 2017 году было списано 41 судно, в 2018 году - 31 судно. Уже по неполным данным 2019 года утилизировано еще 5 грузовых судов. Среди списанных судов продолжают превалировать "трехтысячники" - 16 судов проекта 1557 типа "Сормовский", 10 судов проектов 2-95, 2-95А/Р и 791 типа "Волго-Балт". Среди нефтеналивных лидируют "Нефтерудовозы" - 11 утилизировано.

Крайне интересно отметить, что за эти чуть больше чем два года были также списаны 5 судов проектов 507 и 1565 типа "Волго-Дон", 8 танкеров типа "Волгонепфть", 3 судна проекта 1743 типа "Омский", которые в наших более ранних оценках относились к объектам, которые будут эксплуатировать и соответственно ремонтировать "до последнего". Возраст свое берет. Кроме того, заработал механизм утилизационного гранта.

В итоге, из 2206 построенных с 1956 по 2000 год грузовых самоходных судов смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных "советских" серий на май 2019 года работает 1115 единиц со средним возрастом 39,2

года (из них с флагом России - 925). В отстое 210 судов со средним возрастом 41,7 лет (потенциальные объекты на списание).

Безусловно, лицо сегодняшнего флота водного транспорта определяют не только "советские" серии судов. Сегодня мы имеем дело примерно с 1563 грузовыми судами, из них "старых" 71%, остальные же 29% построены в XXI веке.

За первые 19 лет нового века было построено (или куплено с рынка) 448 грузовых судов смешанного, внутреннего и морского ограниченного района плавания (в среднем по 23 судна в год).

Интересно отметить, что 10% приобретены (а не специально заказаны под наши путевые условия) - это 45 судов (25 сухогрузов и 20 танкеров), причем китайской постройки 21 судно, турецкой - 12, голландской - 5, болгарской - 4, немецкой - 2, польской - 1. Данные приведены без учета специально построенных в Китае для СЗП коастеров концепта DCV36 (10 судов) и ряда подобных проектов.

Среди новых судов - 232 танкера и комбинированных судна и 216 сухогрузов. В постройке на разных стадиях находятся еще 69 судов, в том числе 58 сухогрузов и 11 танкеров.

Танкера составили 52% от общего количества сданных заказов и 16% от находящихся в постройке. Сухогрузы - 48% и 84% соответственно.

В XXI веке российские верфи обеспечили поставку 258 судов (в среднем 14 судов в год) и еще 51 судно находится на разных стадиях постройки.

Это означает, что суда этого типа, в отличие от чисто морских, действительно строились (59%) и строятся (86%) на отечественных верфях. Т.е. это действительно российское судостроение.

Безусловно, лидером был и является нижегородский завод "Красное Сормово" - 105 судов, в среднем 5 - 6 таких заказов в год, потенциально может строить до 12 судов "Волго-Дон макс" класса в год (были бы заказы).

Второе место за навашинской Окской судовой верфью - 45 самоходных грузовых судна, строила в среднем 2 - 3 судна в год, потенциально - до 10 судов "Волго-Дон макс" класса в год, например, в 2011-2012 годах сдавала по 8 судов в год.

Использование механизма лизинга активизировало пополнение флота, что отражается на статистике 2019 года.

Все эти суда строятся с применением лизинга, в основном при участии ГТЛК. Заработал механизм утилизационного гранта.

Выводы

Несмотря на средний возраст, достаточно высокий в серии, два типа судов списывают достаточно мало и, как правило, по техническому состоянию - суда "Волго-Дон макс" класса ("Волго-Доны" российской и румынской постройки, "Волгонефти" российской и болгарской постройки), обеспечивающие наиболее возможную грузоподъемность на речных осадках из всех существующих судов и суда типа "Омский" грузоподъемностью 3000 тонн при осадке около 3,20 м, которая, по сути, не зависит от погоды ("водности").

Это позволяет рекомендовать строить новые суда именно с такой философией работы - "Волго-Дон максы" в сухогрузном, нефтеналивном и комбинированном вариантах и суда взамен "Омских" как типы судов, фактически выбранные рынком.

При этом постройка новых танкеров для замены старых "Волгонефтей" будет вновь оправдана к 2022 году - слишком много еще в работе нефтеналивных судов "советской постройки".

О ПРОЕКТИРОВАНИИ СУХОГРУЗНЫХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ ПРОЕКТА RSD32M

Г.В. ЕГОРОВ, В.И. ТОНЮК
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Суда проекта RSD32M в соответствии с принятой в Бюро классификацией относятся к классу "Азовский пятитысячник", то есть в качестве основной целевой задачи могут перевозить "классические" партии зерна в 5000 тонн из портов Азовского и Каспийского морей при характерной в этих районах осадке 4,20 м.

По своей философии, суда проекта RSD32M призваны заменить устаревшие морально и физически "Сормовские" и "Волго-Балты", которые активно работают именно в этом сегменте перевозок.

Суда проекта RSD32M могут использоваться для транспортировки генеральных и навалочных грузов (в том числе зерна), пакетированных пиломатериалов, круглого леса, металлолома, металла в связках и рулонах, крупногабаритных, длинномерных и тяжеловесных грузов, угля, опасных грузов классов 1, 2, 3, 4, 5, 6.1, 8, 9 в соответствии с МК МПОГ и грузов категории "В" из МК МПНГ на внутренних водных путях европейской части Российской Федерации, в Азовском море, а также в Каспийском, Черном, Средиземном, Балтийском, Белом, Северном морях, включая рейсы вокруг Европы и в Ирландское море зимой.

Общее расположение судна приведено на рисунке 1.

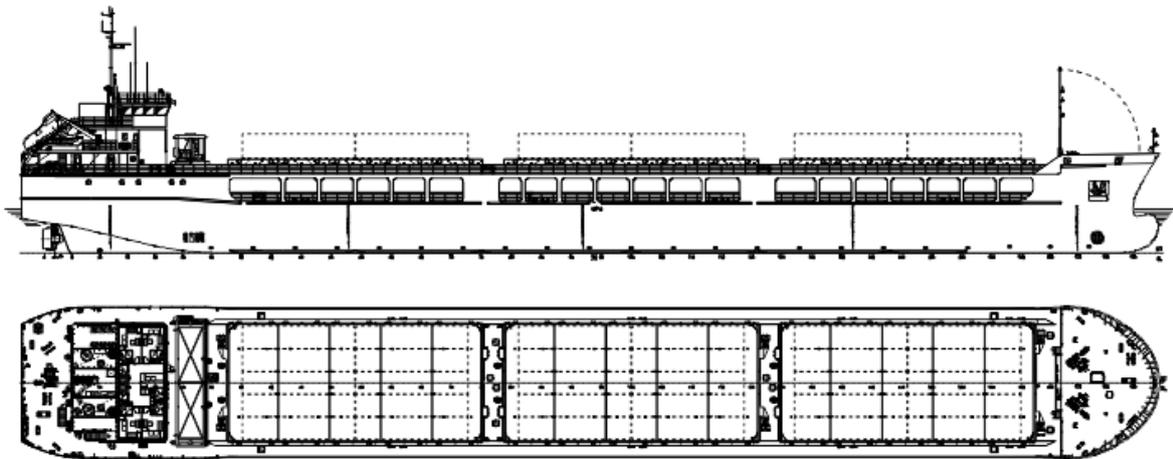


Рисунок 1. Общее расположение сухогрузного судна проекта RSD32M

Проект разработан на класс **КМ** ★ **Ice1 R2 AUT1-ICS CONT (deck, cargo holds Nos.1,2,3) DG (bulk, pack)** Российского Морского Регистра Судоходства и удовлетворяет всем требованиям Международных Конвенций, действующим на момент закладки судна.

Судно имеет бульбовую носовую и транцевую кормовую оконечности, бак и ют (см. рисунок 2). Главные двигатели, жилые и служебные помещения располагаются в корме.

При характеристической для ВДСК осадке 3,60 м в реке дедвейт составляет около 3833 тонн, при характеристической для Азовских и Каспийских портов осадке 4,20 м в море - около 5157 тонн, наибольший дедвейт в море при осадке 4,745 м - около 6221 тонн.

Длина наибольшая составляет 123,17 м, ширина габаритная - 16,75 м, высота борта - 5,50 м.

Вместимость грузовых трюмов 8804 куб. м, количество трюмов - 3.

Все три трюма выполнены ящичной формы, гладкостенные, удобные для проведения грузовых работ и размещения груза без штивки.

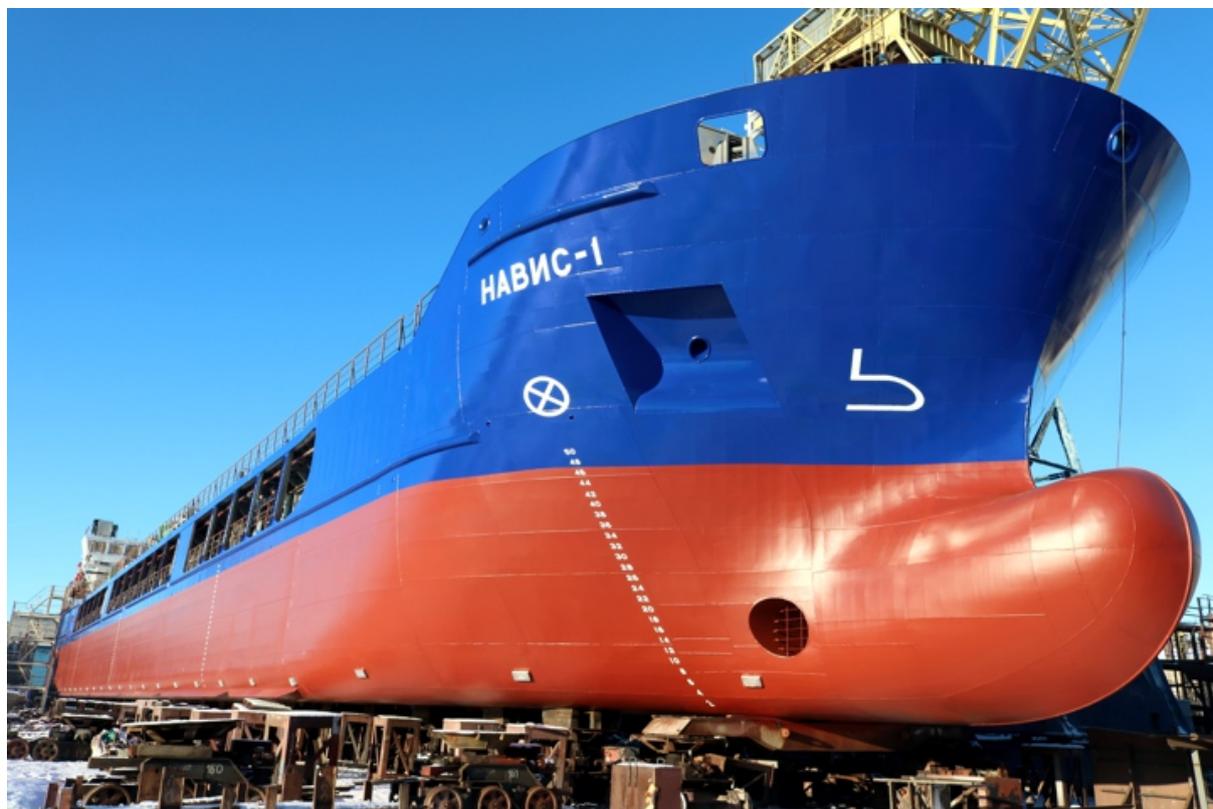


Рисунок 2. Общий вид сухогрузного судна проекта RSD32M

Пропульсивная установка состоит из двух полноповоротных винто-рулевых колонок, объединяющих свойства двигателей и средств управления в едином комплексе, что позволяет существенно улучшить маневренные качества судна.

В качестве главных двигателей используются два среднеоборотных дизеля мощностью 1180 кВт каждый. Запасы топлива размещаются в диптанках в районе носовой переборки МО.

Скорость эксплуатационная составляет 10,0 узлов.

Автономность плавания в море составляет 20 суток.

Для размещения экипажа численностью 11 человек предназначаются 3 одноместные блок-каюты и 8 одноместных кают с санузелом и душем, каюта для лоцмана. В трех одноместных каютах имеется по одному резервному месту. Общее число мест (включая 3 резервных) – 14.

Расчетный срок службы корпуса судна 24 года. Второе дно рассчитано на интенсивность распределенной нагрузки 10,0 т/кв. м, а также на работу грейфером.

Выводы

Имея меньшую по сравнению с судами "Волго-Дон макс" класса расчетную длину, суда проекта RSD32M дешевле в постройке и более экономичны в эксплуатации.

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕФТЕНАЛИВНЫХ СУДОВО-ХИМОВОЗОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПРОЕКТА RST12C

Г.В. ЕГОРОВ, В.И. ТОНЮК
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Сегодня наиболее заметным явлением в водотранспортной отрасли является массовая постройка необычных для всей практики мирового судостроения «сверхполных» танкеров смешанного река-море плавания проекта RST27 и созданных на их базе комбинированных судов (танкеров-площадок) проекта RST54 и танкеро-химовозов проекта RST27M.

Действительно, трудно не заметить, как за три года отечественными заводами было поставлено 54 судна этих проектов. Такие темпы и такая массовая серия были характерны для лучших периодов советского судостроения и это, конечно, очень достойное сравнение для сегодняшних отечественных верфей.

Уже при строительстве судов проектов RST27 происходило существенное расширение спектра перевозимых наливных грузов: к нефти и нефтепродуктам сначала были добавлены грузы, подпадающие под общее название «растительное масло» (а среди них и компоненты биотоплива, и знаменитое сейчас пальмовое масло и т.п.), а затем и другая «легкая» химия, впрочем, требующая выполнения нормативов по непотопляемости и оборудованию, а также по покрытиям танков к химовозу типа ИМО 2.

Наконец, рост перевозок по Каспийскому морю потребовал увеличения грузоподъемности при осадках, характерных для портов Ирана и Туркмении. В итоге был создан новый концепт RST12C (см. рисунок 1).

Как и другие танкеры смешанного плавания Морского Инженерного Бюро, суда проекта RST12C используют в качестве единых средств движения и управления полноповоротных винто-рулевых колонок, имеют развитый тронк, применяют грузовые погружные насосы, у них отсутствуют продольная переборка в ДП и набор в грузовых танках.

Суда проекта RST12C удовлетворяют габаритам Днепра, Волго-Донского судоходного канала и Волго-Балтийского пути. Габаритная длина составляет 141,00 м, ширина - 16,9 м, высота борта - 6,0 м, высота тронка - 1,75 м. Относятся к танкерам "Днепр / Волго-Дон макс" класса.

Танкеры имеют усиленную "каспийскую" функцию: при "каспийской" осадке 4,54 м дедвейт 7875 тонн (у проекта RST27 - дедвейт 7022 тонн), что больше на 853 тонны; объем грузовых цистерн рассчитан на перевозку нефтепродуктов Каспийского региона и увеличен за счет подъема тронка до 9190 м³ (у RST27 - 8100 м³), т.е. на 1090 м³. Дедвейт в реке при осадке 3,60 м – 5447 тонн.

Класс Российского Морского Регистра Судоходства - КМ  Ice1 R2-RSN(4.5) AUT1-ICS VCS ECO-S OMBO Oil tanker/Chemical tanker type 2 (ESP).

При проектировании учтены специальные требования мировых нефтяных компаний, дополнительные экологические ограничения класса Российского морского Регистра судоходства "ЭКО ПРОЕКТ" (ECO-S).

Предназначаются для перевозки сырой нефти и нефтепродуктов плотностью до 1,015 т/м³, в том числе бензина, без ограничения по температуре вспышки, с обеспечением перевозки груза с поддержанием температуры 50°C, а также химических грузов: Спирт метиловый; Эфир трет-бутиловый этила; Этиленгликоль; Эфир трет-бутиловый метила; Ацетон; Спирт этиловый; Спирт изопропиловый; Кальция

лигносульфита растворы; Этилацетат; Гексан (все изомеры); Октанол (все изомеры); Натрия гидроксида раствор; Толуол; Карбамида/аммония нитрата раствор; Ксилолы; Диэтиленгликоль.

Обеспечивается одновременная перевозка 2 (двух) сортов груза.

Грузовая система выполнена под одновременную перевозку двух сортов груза, производительность грузовых насосов - 6 x 200 м³/час. Установлено два вспомогательных паровых котла производительностью по 2,5 т/ч.

В качестве главных двигателей используются два среднеоборотных дизеля мощностью по 1200 кВт, работающие на тяжелом топливе вязкостью IFO380. Подруливающее устройство - 230 кВт. Электростанция состоит из трех дизель-генераторов по 350 кВт и аварийно-стояночного дизель-генератора 150 кВт.

Экипаж - 11 человек, мест - 14 + лоцман. Автономность (в море / в реке) - 20 / 12 сут.

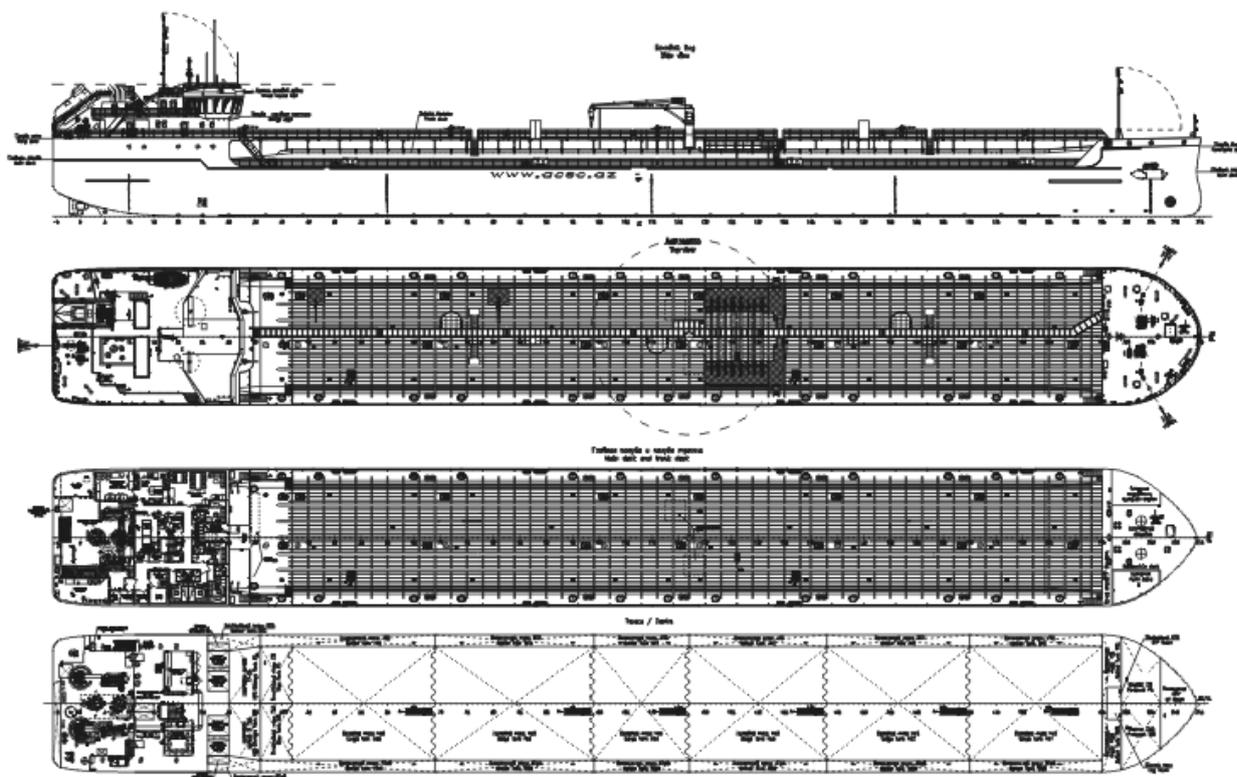


Рисунок 1. Общее расположение танкера проекта RST12C

Выводы

Создан концепт современного «сверхполного» танкера-химовоза смешанного плавания, отвечающий самым последним требованиям по безопасности и экологии, с оптимальным для Каспийского региона классом судна, что позволило достичь наилучших показателей по дедвейту.

СОЗДАНИЕ СУДНА-МУЗЕЯ ПРОЕКТА HS01 НА БАЗЕ "ТРЕХОСТРОВНОГО" ТАНКЕРА ПРОЕКТА 566 Б

Г.В. ЕГОРОВ, И.А. ИЛЬНИЦКИЙ, О.М. АБДУЛЛАЕВ
Морское Инженерное Бюро-СПб; Каспийское Морское Инженерное Бюро
Санкт-Петербург, Россия; Баку, Азербайджан

В этом году завершается строительство первого на Каспии музея - судна проекта HS01 "Сураханы". Вход в судно-музей будет происходить с приморского бульвара Баку.

Уникальное судно-музей проекта HS01 сделано на базе "трехостровного" танкера, в танках, надстройках и рубках которого организованы экспозиции, отражающие историю судоходства на Каспии, историю добычи нефти на Каспии, историю портов, судоремонтных и судостроительных заводов Баку, прошлое, настоящее и будущее морского Азербайджана. Судно предназначено для эксплуатации в режиме постоянной стоянки на швартовах у причальной стенки порта г. Баку.

Судно построено на класс РС К ★ R3 Berth-connected ship.
Общее расположение судна представлено на рисунке 1.

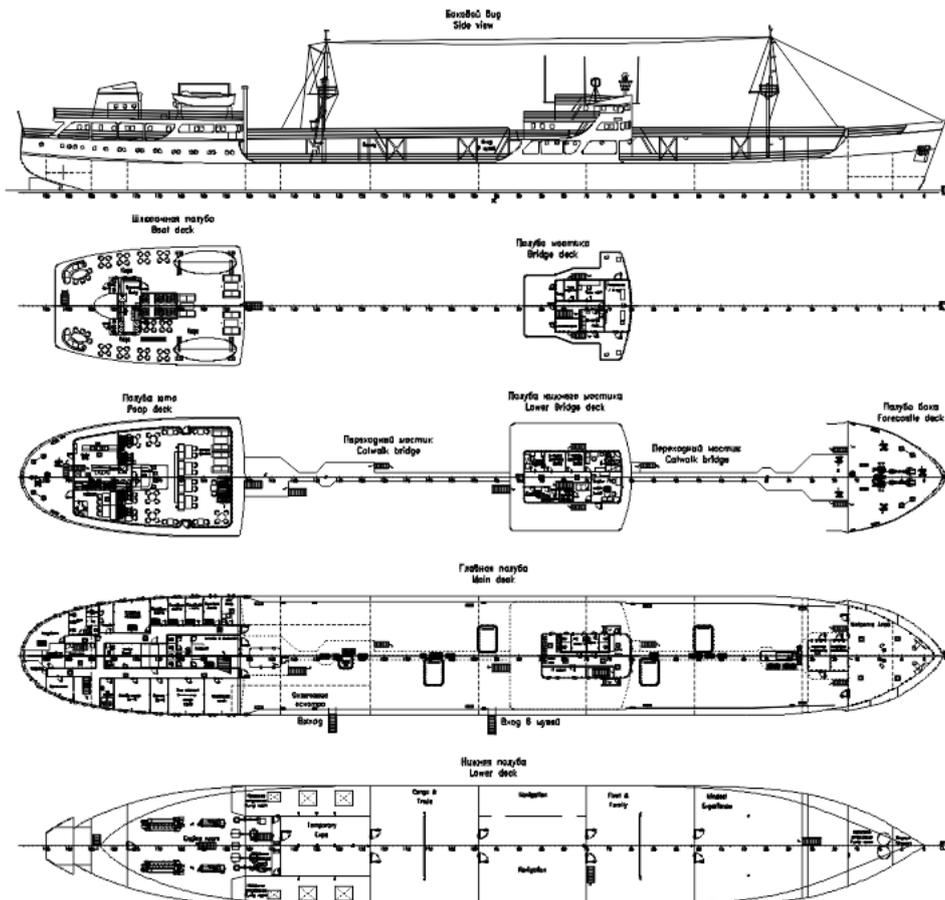


Рисунок 1 – Общее расположение судна проекта HS01, построенного на базе танкера старого проекта 566 Б

Выводы

Построенное судно-музей проекта HS01 не имеет аналогов на отечественном рынке.

ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПОНТОНА ПРОЕКТА P05A ДЛЯ УСТАНОВКИ ВРК НА ПЛАВУ

Г.В. ЕГОРОВ, Н.В. АВТУТОВ, О.А. ВОРОНА
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

В прошлом году на Выборгском судостроительном заводе были построены два самых мощных в мире (из сданных в эксплуатацию) дизельных ледаколов мощностью 22 МВт проекта IBSV01.

Сжатые сроки сдачи и ограниченные площади стапельной палубы заставили искать варианты параллельной достройки двух ледаколов.

Было принято решение производить монтаж ВРК Azipod «на плаву» и освободить стапельную палубу полупогружной баржи «Атлант» для формирования корпуса второго судна серии проекта IBSV01.

Такой монтаж выполнялся с помощью специального технологического понтона проекта P05A.

Технический проект разработан Морским Инженерным Бюро, рабочая конструкторская документация и технология монтажа движительно-рулевых систем Azipod разработана специалистами Технического центра подготовки производства Выборгского судостроительного завода.

Проект P05A представляет собой стальной понтон П-образной формы, разделенный на четыре балластных отсека, со стапель-палубой, двумя спонсонами.

Понтон имеет следующие основные характеристики: Длина габаритная - около 13,14 м; Ширина габаритная - около 8,84 м; Высота борта - 6,63 м; Надводный борт при операциях монтажа - 130 мм; Водоизмещение - 340 т; Размеры стапель-палубы (lxb) - 12,0x4,8 м.

Установка ВРК на судно осуществлялась в следующей последовательности: носовой Azipod, кормовой Azipod ЛБ, кормовой Azipod ПрБ.

Процесс установки каждой из систем Azipod был разделен на следующие технологические этапы:

1. Монтаж рулевого модуля (надводной части системы) после формирования корпуса судна на стапельной палубе полупогружной баржи «Атлант».

2. Установка и раскрепление движительного модуля (подводной части системы) на технологическом понтоне P05A (см. рисунок 1).

3. Спуск на воду технологического понтона с погруженным на него движительным модулем.

4. Балластировка понтона с погруженным на него движительным модулем и заведение в носовой (кормовой) подзор.

5. Дебалластировка понтона с погруженным на него движительным модулем и стыковка рулевого и движительного модулей (см. рисунок 2).

6. Балластировка понтона и вывод понтона из носового (кормового) подзора.

Выводы

Выборгский судостроительный завод успешно осуществил монтаж трёх ВРК типа «Azipod» на головном ледакольном судне обеспечения мощностью 22 МВт класса Icebreaker 8 проекта IBSV01 «Александр Санников».



Рисунок 1. Винто-рулевая колонка фирмы Azipod в понтоне проекта P05A перед установкой на судне



Рисунок 2. Винто-рулевая колонка фирмы Azipod в понтоне проекта P05A в процессе установки на судно

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ВОДОЛАЗНЫЙ КАТАМАРАН ПРОЕКТА SDS18

Г.В. ЕГОРОВ, Д.В. ЧЕРНИКОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

12 октября 2017 года Навашинская Окская судостроительная верфь сдала головное 46-метровое морское водолазное судно-катамаран «Игорь Ильин» проекта SDS18.

Катамаран построен для ФБУ "Морская спасательная служба Росморречфлота" (руководитель Андрей Хаустов). Заказчиком судна выступила "Государственная транспортная лизинговая компания" (ГТЛК). Проектант - Морское Инженерное Бюро.

Судно проекта SDS18 предназначено для:

- обеспечения водолазных и подводно-технических работ на глубинах до 60 метров при волнении моря до 3-х баллов;
- участия в аварийно-спасательных и судоподъемных операциях;
- размещения и обеспечения работы научно-исследовательской партии в объеме установленных технических средств;
- обследования дна акваторий, затонувших объектов, подводной части корпусов судов (кораблей) и гидротехнических сооружений;
- обеспечения эксплуатации малогабаритных телеуправляемых подводных аппаратов при волнении моря до 3 баллов.

Представляет собой однопалубный стальной двухкорпусный с соединительным мостом катамаран, с надстройкой и рулевой рубкой из алюминий-магниевого сплава, с удлиненным баком, с носовым расположением надстройки и рулевой рубки, с открытой грузовой палубой в корме, с двумя полноповоротными винторулевыми колонками и двумя носовыми подруливающими устройствами, с расположением машинных отделений в боковых корпусах катамарана (см. рисунок 1).

Район плавания - морские районы, соответствующие району плавания R1. По радиооборудованию предполагается эксплуатация в районах A1, A2, A3.

Судно имеет следующие основные характеристики: Длина габаритная - около 46,20 м; Длина наибольшая корпуса - 45,00 м; Длина между перпендикулярами - 43,20 м; Ширина габаритная - около 13,72 м; Ширина - 13,50 м; Ширина одного корпуса - 4,40 м; Высота борта - 4,20 м; Осадка по КВЛ - 2,0 м; Осадка по ЛГВЛ - 2,5 м; Скорость - 11,5 узл.; Автономность - 25 суток.

Класс РС: **КМ ★ Ice1 R1 AUT3-ICS OMBO DYNPOS-1 Catamaran Special purpose ship.**

В кормовой части судна установлены две полноповоротные винто-рулевые колонки с винтами фиксированного шага в насадках, обеспечивающие судну требуемую скорость и управляемость. Привод к ВРК от главных дизелей осуществляется через карданную передачу и упругую муфту.

Для обеспечения требований по динамическому позиционированию DYNPOS-1, а также улучшения управляемости на малых ходах, при проходе узкостей и при швартовках на судне предусматривается 2 носовых ПУ мощностью 250 кВт каждое типа "винт в трубе" с винтом фиксированного шага (ВФШ).

Для крепления контейнеров международного стандарта (TEU) на главной палубе устанавливаются контейнерные гнезда и рымы, в снабжении предусматривается комплект твистлоков.

Дежурная шлюпка вместимостью 6 человек устанавливается на палубе ходового мостика, подъем и спуск шлюпки осуществляется шлюпбалкой. Для выполнения вспомогательных операций судно укомплектовано рабочим катером.

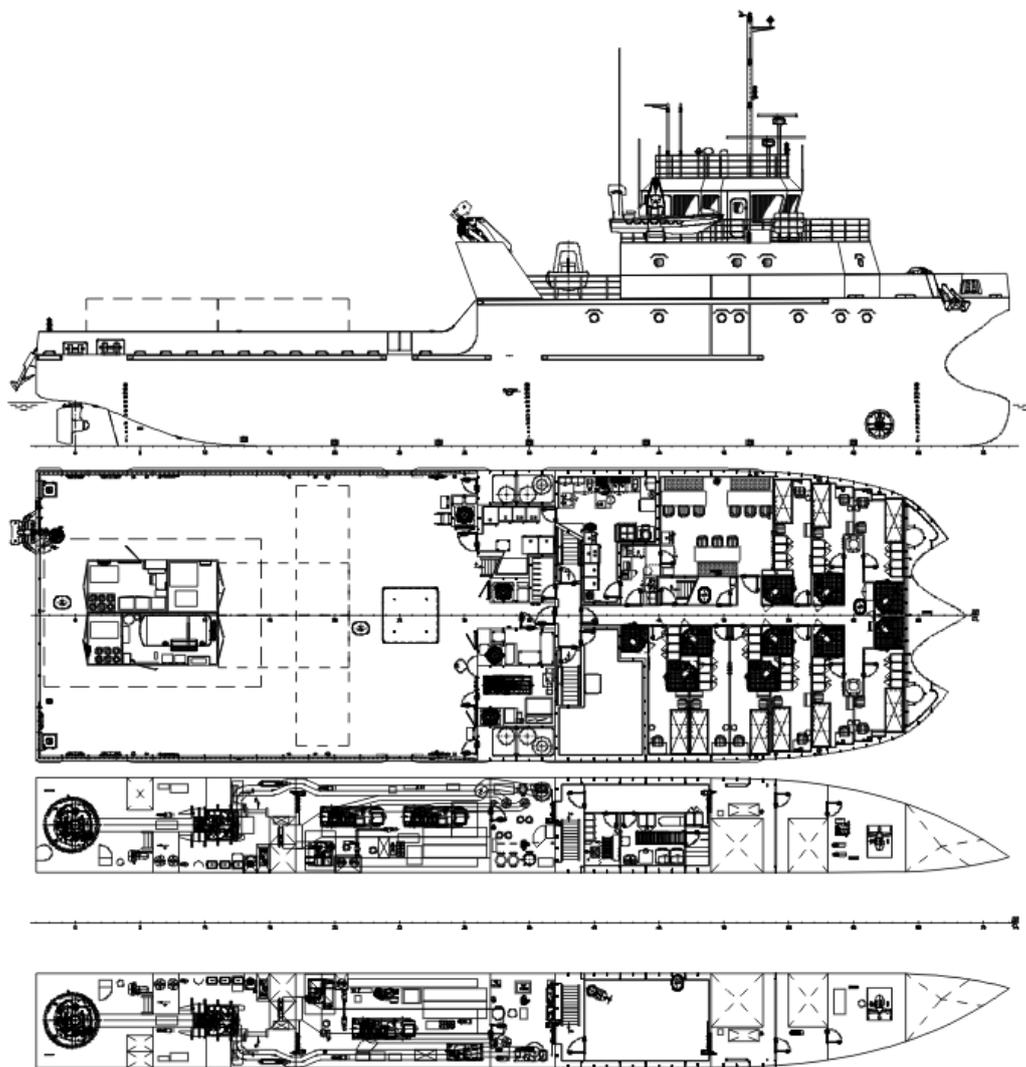


Рисунок 1. Общее расположение морского водолазного судна проекта SDS18

Судно снабжается двумя носовыми якорями ПДС. Экипаж судна - 7 человек, общее количество мест на судне - 12. Предусмотрено размещение спецперсонала численностью 18 человек. Жилые и служебные помещения располагаются в носовой жилой рубке и помещениях надстройки бака. Для обеспечения работы научно-исследовательской партии предусматриваются две лаборатории. Рулевая рубка выполнена с круговым обзором и обеспечением возможности управления судном одним человеком.

Предусматривается размещение водолазного комплекса для выполнения водолазных работ с использованием для дыхания сжатого воздуха на глубинах до 60 метров в мобильном (контейнерном - 2 TEU) варианте. Для спуска водолазов предусмотрен водолазный трап. На главной палубе в средней части между корпусами установлена шахта размером 2,5 x 2,5 м, шахта имеет гидравлическое закрытие.

Выводы

Разработан и реализован успешный проект морского водолазного судна проекта SDS18. Проект SDS18 признан лучшим инновационным решением в сфере транспортной техники в конкурсе на применение инновационных технологий среди предприятий транспортной отрасли «Формула движения» в 2017 году.

УЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВ

И.Ф. ДАВЫДОВ
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

В настоящее время проектирование судов ведется по показателям экономической эффективности, которые, в основном, определяются решениями, принятыми на самых ранних стадиях процесса.

Совершенно очевидно, что прочность и работоспособность корпуса в целом и отдельных судовых конструкций в значительной степени определяют эффективность эксплуатации современных транспортных судов на протяжении всего жизненного цикла.

Учет же прочности на начальных стадиях проектирования производится через ограниченное число показателей, к которым относятся: отношение длины судна к высоте борта, статистические весовые измерители и требования к минимальному моменту сопротивления корпуса или допускаемым напряжениям. Первые два показателя лишь косвенно учитывают прочность, последний учитывают общую пластическую прочность лишь формально, поскольку необходимые конструктивные проработки попросту отсутствуют, а обеспечение минимального момента сопротивления не гарантирует выполнения нормативных требований к общей и местной прочности в целом. Учет усталостной прочности на этих стадиях отсутствует в принципе.

Таким образом, современные методики проектирования судов [1, 2] не учитывают влияние прочности на их экономическую эффективность и не гарантируют принятие наилучших проектных решений.

В оценках прочности на начальных стадиях проектирования основная трудность состоит в адекватной оценке изгибающих моментов и перерезывающих сил, действующих на корпус, поскольку неизвестны распределения масс и сил поддержания по длине судна, волновые нагрузки и несущая способность корпусных конструкций судна. В работе [3] намечены принципиальные возможности преодоления указанных трудностей.

В представленном докладе предложена процедура оценки усталостной прочности. При этом предполагается, что такие характеристики судна как архитектурно-конструктивный тип, длина, ширина, высота борта, осадка, коэффициенты полноты известны и удовлетворяют требованиям к плавучести, грузоподъемности, вместимости, остойчивости, ходкости. Определены также масса судна порожнем, система набора в средней части и высота двойного дна.

Изгибающие моменты и перерезывающие силы рассчитываются стандартным способом. При этом распределение сил поддержания по длине определяется с помощью безразмерного масштаба Бонжана [4], а распределение весовой нагрузки – по данным близкого прототипа или безразмерного распределения нагрузки судна без машинной установки, систем, грузового устройства, надстроек и рубок [3] откорректированного с учетом особенностей архитектурно-конструктивного типа. Распределение по длине масс груза, запасов и балласта производится по эпюре вместимости в предположении их равномерного распределения по объемам, соответствующих помещений. Эпюра вместимости строится на основе безразмерного масштаба Бонжана [4].

Полагается, что в состав эквивалентного бруса входят главная палуба, борт, днище и второе дно. Их приведенные толщины в первом приближении определяются как соответствующие минимальные толщины с надбавкой на продольный набор.

Процесс приближений повторяется до тех пор, пока не будут выполнены требования минимального стандарта прочности [5, 7]. Приращения площадей элементов эквивалентного бруса в каждом приближении находятся по дифференциальной формуле проф. П.Ф. Папковича.

На следующем этапе согласно [6, 7] определяются волновые и ударные нагрузки и требуемые моменты сопротивления палубы и днища на вершине и подошве волны. Последние сравниваются с расчетными, которые, при необходимости, корректируются аналогично предыдущему этапу. Заметим, что предлагаемая процедура позволяет учесть

Изложенным образом на начальных стадиях проектирования, по нашему мнению, вполне адекватно обеспечивается учет общей предельной пластической прочности корпуса.

Рассмотрим оценку усталостной прочности с учетом того, максимально допустимые изгибающие моменты при прогибе и перегибы уже известны.

В соответствии с рекомендациями МАКО [5] усталостный ресурс типового узла определяем по формуле:

$$T_y = T_{cp} N_0 \varphi_1(X_1, m_1, m_2, K),$$

где T_{cp} – средний период волновых нагрузок, N_0 , m_1 , m_2 – параметры унифицированной билинейной усталостной кривой МАКО для сварных узлов различных классов согласно каталогу [5]; X_1 – параметр напряженности типового сварного узла; K – параметр закона Вейбулла.

Таким образом, усталостный ресурс, рассматриваемого типового узла однозначно определяется изгибающим моментом на тихой воде и размахом стандарта вертикального волнового изгибающего момента [9].

Выводы

Предлагаемый подход обеспечивает учет пластической и усталостной прочности на ранних стадиях проектирования. Он позволяет произвести оценку влияния прочности и работоспособности корпусных конструкций на экономическую эффективность проектируемого судна в целом.

Литература

1. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. Т. 1. Описание системы «Корабль» – СПб: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2014. – 819 с.
2. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. Т. 2. Анализ и синтез системы «Корабль» – СПб: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2014. – 872 с.
3. Давыдов И.Ф. К оценке прочности на начальных стадиях проектирования судов // Морской вестник, 2017. Спецвыпуск №1 (13) – С. 26–29.
4. Guldhammer H.E. Formdata IV. Hydrostatic Data for Transom Stern Series of Varied Stern Breadths – Copenhagen: Danish Technical Press, 1969. – 77 p.
5. IACS. UR S7. Minimum Longitudinal Strength Standards.
6. IACS. UR S11 Longitudinal Strength Standard.
7. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II Корпус. Российский морской регистр судоходства, 2019. – 279 с.
8. Fatigue assessment of ship structures. IACS Recommendation No. 56.
9. Loukakis T.A. Seakeeping Standard Series for Cruiser-Stern Ships. TSNAME, Vol. 83, 1975, p.p. 67 – 127.

ОПТИМИЗАЦИЯ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА БАЗЕ ДИСКРЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ

Э.П. Лукаш, В.В. Олейников

Морское Инженерное Бюро-СПб

Большинство задач оптимального проектирования является сложными нелинейными задачами, в которых требуется минимизировать целевую функцию $\Phi\{X\}$ путем изменения компонент вектора переменных проектирования $\{X\}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. В общем виде задача оптимизации конструкции сводится к нахождению такого вектора $\{X^*\}^T = (x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)$, с помощью которого решается задача

$$\Phi\{X\} \rightarrow \min \quad (1)$$

при системе проектных ограничений

$$g_j\{X\} \leq, =, \geq b_j \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (2)$$

В условиях реального проектирования строительных, судовых, авиационных конструкций проектировщику приходится считаться зачастую не с одним, а с несколькими, обычно противоречивыми критериями и преследовать несколько экстремальных целей.

В таких случаях задача оптимального проектирования является задачей многокритериальной оптимизации и может быть представлена следующим образом:

-найти вектор переменных проектирования $\{X^*\} \in \Omega$, который минимизирует целевую функцию

$$\Phi\{X\} = [f_1\{X\}, f_2\{X\}, \dots, f_k\{X\}] \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $f_i\{X\}$ – критерии качества .

При этом задача состоит в одновременной минимизации k критериев

$$f_i\{X\} \rightarrow \min \quad (i = 1, 2, \dots, k) \quad (4)$$

Вектор $\{X\}$ принадлежит допустимому множеству Ω , которое определяется системой ограничений (2).

При многокритериальной оптимизации обычно не существует единственного решения, которое было бы оптимальным для всех критериев одновременно. В этом случае можно говорить лишь об удовлетворительном или компромиссном решении, называемом оптимумом по Парето (или Парето-оптимальном решением), которое не обязательно содержит только оптимальные точки [1], [2], [3].

Оптимизация корпусных конструкций, как правило, осуществляется на базе дискретных моделей в рамках методов случайного поиска. Сложность реализации поставленной задачи побуждает введение гипотез, упрощающих исходную модель. Так например, представление решения в виде разложения по ортогональным функциям приводит к резкому снижению мерности задачи, гипотеза о постоянстве этих функций в процессе оптимизации позволяет повысить эффективность методов статистической динамики [4], [5].

На рис.1 приведена дискретная пластинчато-стержневая модель корпуса крабоволовного судна (вып. МИБ-2019), дающая представление о мерности задачи и необходимых вычислительных ресурсах при реализации оптимизационных процедур. Там же отражены фрагменты результатов выполненного гармонического анализа дискретной модели (амплитуды скоростей перемещений V_x , V_y , V_z на транце в ДП).

Гармонический анализ выполняется в рамках программного комплекса ANSYS. Зона контролируемых частот разбита на интервалы, соответствующие октавным полосам.

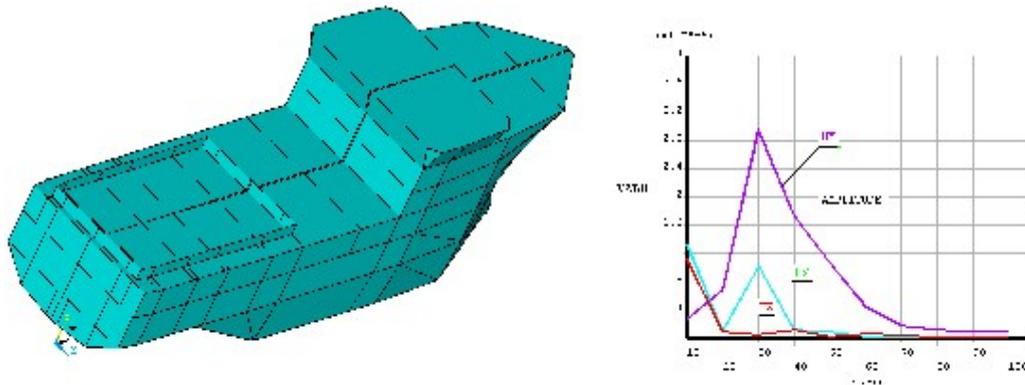


Рис.3. Конечнoэлементная модель судна (вып. МИБ -2019).

Выводы

Методы статистической динамики позволяют решать задачи оптимизации на базе дискретных моделей судовых конструкций, отражающих реальные особенности условий их эксплуатации.

Высокий порядок мерности исходной математической модели со случайными характеристиками обуславливает необходимость введения различного рода допущений, упрощающих решение задач оптимизации.

Литература

1. Новые направления оптимизации в строительном проектировании. Под ред. Э.Атрека и др.
2. Нарусбаев А.А. Введение в теорию обоснования проектных решений. Л., Судостроение,1976.221 с.
3. Растринин Л.А. Системы экстремального управления. М., «Наука»,1974,632 с.
4. Козляков В.В. Олейников В.В. Техничo-экономическое обоснование модернизации корпусных конструкций с низкой надежностью. - В кн. Судостроение и судоремонт. Вып.УП.,1976. С.68-72 [ОИИМФ].
5. Лукаш Э.П., Олейников В.В. Совершенствование алгоритма оптимизации судовых конструкций. Тезисы доклада на НТК по СМК, памяти профессора И.Г. Бубнова и 110-летию со дня образования кафедры СМК. Санкт-Петербург, -2014 с.42-44.

О ПРОБЛЕМЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛНЕНИЯ НА ОТКРЫТОЙ РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ ВОКРУГ ОБЪЕКТОВ УДЛИНЕННОЙ ФОРМЫ

Н.В. ЕФРЕМОВА, А.Е. НИЛЬВА
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

Проблема определения характеристик волнения на открытой рейдовой стоянке тесно связана с безопасностью мореплавания (передача людей и грузов с одного судна на другое) и экологической безопасностью (ликвидация разливов нефти и нефтепродуктов).

Судно, которое находится на относительно мелководной рейдовой стоянке, является препятствием волнению, которое набегают из моря. Существенная трехмерность волнового поля, нестационарность области, занятой жидкостью и нелинейность предельного условия на свободной поверхности жидкости обуславливают крайнюю сложность оценки взаимодействия судна с таким волнением. Решение такой задачи в общем виде пока не получено. Решение задач для разных объектов требует уточнения и специализации предельных условий.

Большинство существующих решений дифракционной задачи в последние годы посвящено оценке влияния волн на стационарные или подвижные шельфовые сооружения (Offshore structures). Эти объекты, как правило, имеют довольно простую форму – цилиндр или группа цилиндров.

Рассмотрение приведенных результатов исследований показывает, что для тел судноподобной формы дифракционная задача решается при определении волновых нагрузок на глубокой воде или для определения гидродинамических сил при качке на мелководье.

Учитывая, что в условиях ограниченности глубины рейдовой стоянки появление длинных волн, которые могут вызвать заметную качку многотоннажного объекта, маловероятно, то такой объект считается некачающимся. Линейная постановка дифракционной задачи выбрана с учетом трансформации волнения на мелководье (трехмерные волны, которые приходят из глубоководных районов, превращаются в двумерные, большие волны уменьшаются, мелкие увеличиваются по длине и высоте). Кроме того, в случае умеренного волнения расчеты мореходности судна с применением линейной теории дают целиком приемлемые результаты.

С учетом принятых допущений для определения характеристик волнового поля возле объекта должно быть решено две последовательных задачи:

- определение потенциала скоростей возмущенного движения жидкости, вызванного дифракцией волнения малой амплитуды, которое набегаем под произвольным углом на неподвижный объект в условиях мелководья;
- определение в заданных точках вокруг объекта амплитуд волн, вызванных набегающим волнением и его дифракцией на объекте, как на препятствии распространению волн.

Выводы

Отличие в волновых полях практически отсутствует на расстоянии от объекта, превышающем его длину. Поэтому для гидродинамических характеристик, определенных с помощью асимптотик потенциалов, можно использовать данные для горизонтальных цилиндров соответствующих размерений. Характеристики волнения в близком поле требуют уточнения в зависимости от формы объекта.

ПРОЦЕДУРА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ПОВРЕЖДЕННОГО СУДНА СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ

В.А. НИЛЬВА
Морское Инженерное Бюро-СПб
Санкт-Петербург, Россия

При получении судном повреждения, которое не привело сразу к его гибели, возникает необходимость оперативного принятия решений по дальнейшим действиям:

1. При столкновении, повреждении днища, допустимо ли команде оставаться на судне и бороться за его живучесть, или уже необходима эвакуация из-за угрозы перелома корпуса (например, от продолжающей поступать в пространство корпуса забортной воды).

2. При посадке на мель, возможно ли скорейшее снятие судна с мели, или же при проведении спасательных мероприятий произойдет окончательное разрушение корпуса, что затруднит (или сделает невозможным) эксплуатацию судов на данном навигационном участке.

Для принятия таких решений требуется оценить с достаточной точностью состояние поврежденного судна, его остойчивость и прочность.

В условиях отсутствия точной информации о состоянии поврежденного судна необходимо применять такой алгоритм принятия решений, который позволит определить с достаточной вероятностью локализацию повреждения, объем влившейся воды, изгибающие моменты на тихой воде, волновые изгибающие моменты, необходимость оценки прочности и непотопляемости. На основании данной оценки формулируются рекомендации для команды аварийного судна.

Рассмотрим детально алгоритм программы, которая выполняет поставленные задачи. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 1.

Исходными данными для расчетов являются: главные размерения судна, плотность воды, масштаб Бонжана, информация о цистернах (объем, абсцисса ц.т., предельная высота заполнения отсека, абсциссы носовой и кормовой переборок), информация о грузовых помещениях (объем, абсцисса ц.т., абсциссы носовой и кормовой переборок, плотность груза), информация о наличии и типах установленных на судне приборах контроля прочности и посадки.

Исходное состояние судна после получения пробоины. Известна его аварийная посадка (определена визуально командой либо с помощью приборов контроля посадки).

Расчет посадки судна итерационным методом. Заполнение цистерны происходит до ее крыши либо до уровня действующей ватерлинии. Если крыша цистерны ниже ватерлинии, то расчет ограничивается одной итерацией. Изменение осадки, углов крена и дифферента производится методом приема груза. Если ватерлиния ниже крыши цистерны, то положение ватерлинии корректируется в зависимости от объема влившейся воды. Следующие итерации включают в себя пересчет объема влившейся воды до уровня новой ватерлинии. Определив расчетную посадку судна, ее сравнивают с фактической посадкой аварийного судна. В зависимости от выбранной расчетной комбинации поврежденных отсеков определяется наиболее вероятная локализация пробоины.

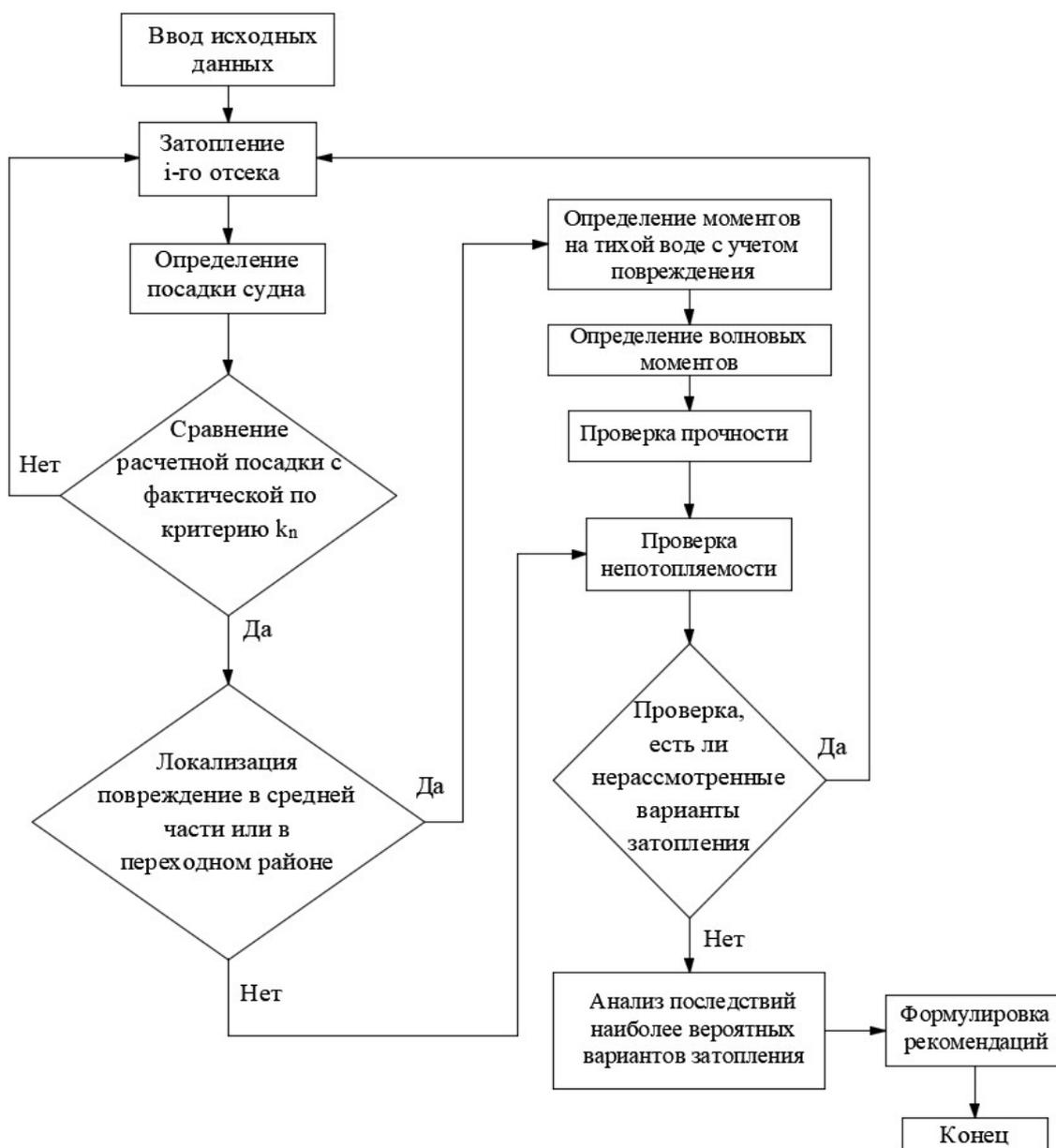


Рисунок 1. Алгоритм оценки аварийного состояния судна

Проверка прочности производится с учетом расчетных изгибающих моментов (суммы новых изгибающих моментов на тихой воде и волновых моментов).

Выводы

Представленный алгоритм программного комплекса позволяет оценить состояние судна смешанного плавания после получения повреждения. Отбор наиболее вероятных вариантов повреждения выполняется по критериям посадки судна, изменению напряжений в крайних поясах, изменению прогибов судна. Из всех возможных вариантов выбирается наиболее вероятный и наихудший варианты повреждения. На основании оценки состояния поврежденного судна формируются рекомендации экипажу судна

ОЦЕНКА ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА КАТЕРА НА КОСЫХ КУРСАХ И РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ ПРИЛОЖЕНИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

С.В. РЯБУШКИН (студент 4 курса), Р.С. МУДРИК (студент магистратуры)
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

В работе рассматривается метод расчета внешних сил, действующих на корпус судна, базирующийся на линейном расчете качки с помощью распределения гидродинамических особенностей по корпусу [4], примененный к модели катера «Якоби», строящегося в студенческом конструкторском бюро СПбГМТУ. Катер предназначен, помимо пассажирской перевозки, к использованию в качестве натурной базы для создания прототипа измерительной системы остойчивости и прочности. Для корректного размещения чувствительных элементов необходимы современные расчетные модели, позволяющие решить первую и вторую проблемы строительной механики корабля с высоким уровнем достоверности. В программном продукте SpaceClaim создана 3D-модель корпуса с максимально подробным распределением масс и жесткостей («материнская модель»), на базе которой строятся: а) отдельная расчетная модель для анализа внешних сил, включающая в себя подробное описание поверхности корпуса и распределения масс в виде пространственного набора материальных точек; б) низкоресурсная оболочечно-стержневая модель для анализа прочности и вибрации.

Характеристики сосредоточенных масс эквивалентны инерционным характеристикам частей корпуса судна в пределах выбранных теоретических шпаций. Подробная трехмерная модель служит для определения указанных характеристик и положения центра масс. Чтобы обеспечить требуемый уровень корректности перехода от одной модели к другой, число теоретических шпаций варьируется, для чего разработана программа на языке Python.

Полученная модель (Рис.1) позволяет генерировать для положения на тихой воде поле гидростатического давления, а для заданных режимов волнения - поля давлений и ускорений, передавая их по специальному протоколу в конечно-элементные решатели, где с использованием технологий учета безопорности для деформируемых моделей выполняется анализ напряжений и деформаций [1,4]. Спецификой работы является адаптация продукта AQWA к решению задач СМК, как перспективного и экономичного средства, интегрированного в ПК ANSYS.

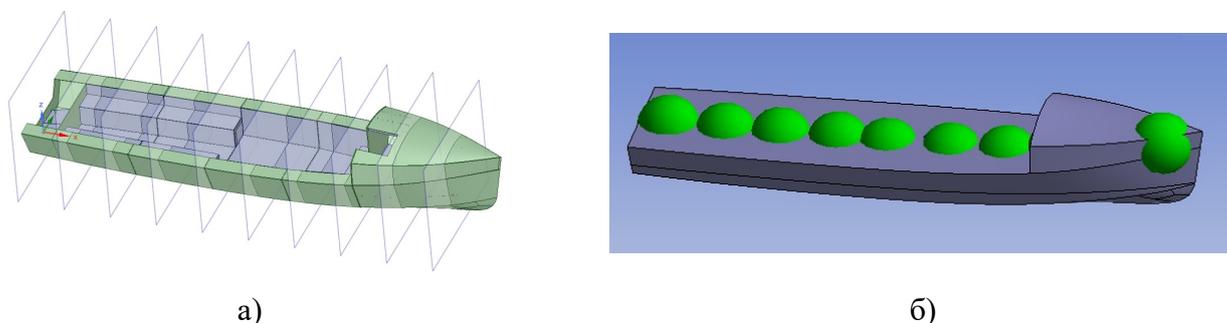


Рис. 1 – Расчетные модели катера: а) – объемная модель для расчета распределения масс, б) гранично-массовая жесткая модель для расчета посадки и качки

В результате моделирования получены эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил на тихой воде, а также их амплитуды для различных расчетных случаев волнения (Рис. 2). Для каждого из случаев получены распределения

гидростатического и гидродинамического давления по подводной части корпуса и ускорения судна как жесткого целого. Это позволяет перейти к решению второй проблемы СМК с применением МКЭ, сначала для оболочечно-стержневой модели, а потом и для высокоточной твердотельно-оболочечной, предназначенной для усталостного анализа.

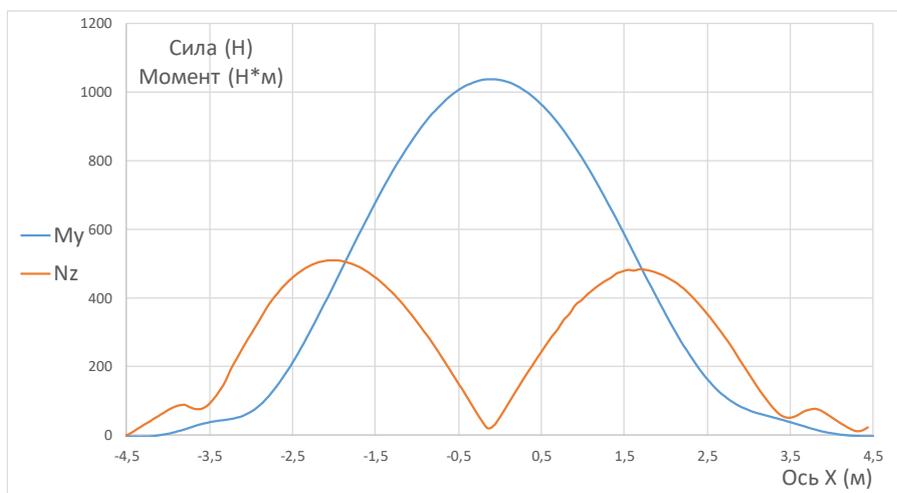


Рисунок 2. Эпюры амплитуд изгибающего момента (M_y) и перерезывающей силы (N_z) вдоль судна на косом курсе при длине волны, равной длине судна

Литература

1. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS/Aqwa/Theory Manual/4. Hydrodynamic Radiation and Diffraction Analysis by Source Distribution Method, 2019 ANSYS, In
2. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля. – СПб.: Судостроение, 1995. – 336с.
3. Манухин В. А. Прочность корабля: конспект лекций – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2011. - 239 с.
4. Мудрик Р.С., Миронов М.Ю. Анализ внешних нагрузок и общей прочности модели танкера на волнении и при продольном наклонном спуске, Труды Международной конференции и выставки по судостроению и разработке высокотехнологичного оборудования для освоения континентального шельфа OFFSHORE MARINTEC RUSSIA – 2018. 2-5 октября 2018 г., Санкт-Петербург – СПб.: ХИМИЗДАТ, 2018. – с.90-103.

ТРЕХМЕРНАЯ СТАТИЧЕСКАЯ УДИФФЕРЕНТОВКА И АНАЛИЗ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА КАТАМАРАНА

Р.С. ЧИСТЯКОВ (студент 4 курса), Р.С. МУДРИК (студент магистратуры)
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена решению проблемы внешних сил, действующих на корпус судна катамаранного типа. В системе компьютерной алгебры PTC MathCAD разработан программный модуль расчета статической удифферентовки корпуса катамарана на тихой воде и на заданном волновом профиле, где для удифферентованного состояния определяются внешние нагрузки от гидростатических сил, без учета гидродинамики [1,3].

Суда катамаранного типа обладают рядом преимуществ по сравнению с однокорпусными судами. При этом общая прочность определяется не только прочностью на изгиб корпусов, но и прочностью мостовой схемы. Применение новых конструкционных материалов, перспективных обводов корпусов, сложных соединительных схем требуют для рационального проектирования уточненного решения проблемы внешних сил даже в условиях тихой воды и статической постановки на волновой профиль.

В связи с этим решение проблемы внешних сил для многокорпусных судов актуально. В настоящее время в России прочность катамаранов регламентируется Правилами Российского Речного Регистра (РРР) [2], однако здесь продольные и поперечные изгибающие моменты рассматриваются независимо друг от друга, а силы инерции учитываются лишь косвенно, вследствие чего методика РРР определяет внешние силы с большим запасом, требуя нецелесообразного усложнения и утяжеления конструкции. Сложное состояние катамаранного корпуса связано также с кручением, и рассматривать продольный, поперечный изгиб и кручение целесообразно совместно, то есть, переходя к пространственной постановке.

В системе компьютерной алгебры PTC MathCAD разработан программный модуль пространственной удифферентовки катамарана с произвольными обводами и заданной весовой нагрузкой на тихой воде и волновом профиле. Удифферентовка осуществляется с помощью панельного метода [4], то есть разбиения корпуса на конечные элементы в виде плоских пластин, в каждой из которых находится действие гидростатических сил и моментов, далее находится уравновешенное состояние катамарана на воде, при котором суммарная гидростатическая сила и моменты равны нагрузке от заданного веса.

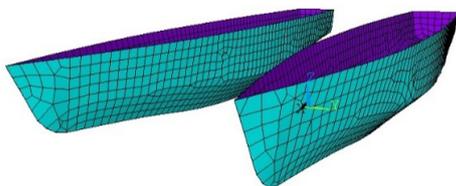


Рис. 1. Конечно-элементная модель

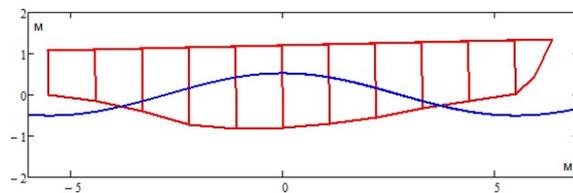


Рис. 2. Уравновешенное положение на вершине продольной волны

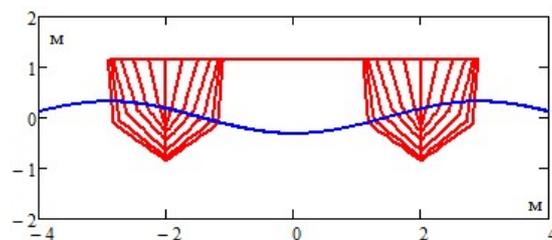


Рис. 3. Уравновешенное положение на лаговой волне

Благодаря панельному методу решения задачи с любой наперед заданной точностью определяется распределенное по корпусу давление от воздействия жидкости. Зная распределение сил веса и поддержания, путем интегрирования их суммарной распределенной нагрузки получают продольные и поперечные эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов.

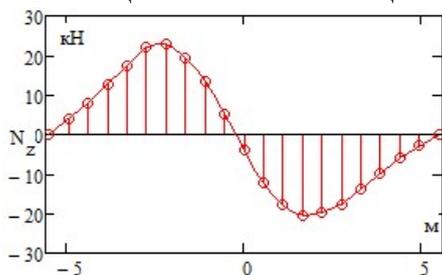


Рис. 4. Перерезывающая сила при посадке, представленной на рисунке 2

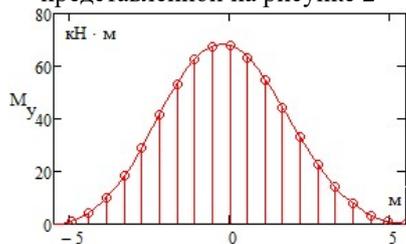


Рис. 6. Изгибающий момент при посадке, представленной на рисунке 2

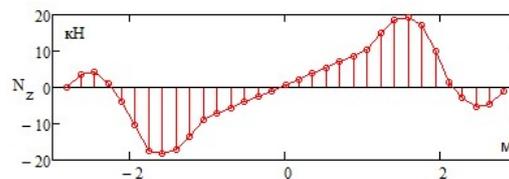


Рис. 5. Перерезывающая сила при посадке, представленной на рисунке 3

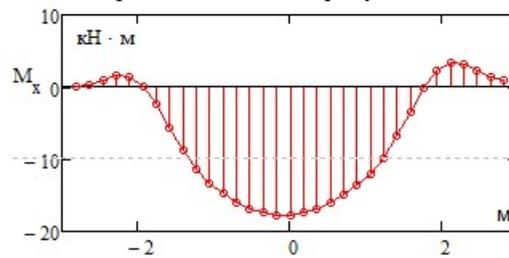


Рис. 7. Изгибающий момент при посадке, представленной на рисунке 3

Разработанный расчетный аппарат для удифферентовки судна и оценки общей нагруженности конструкции катамарана в статической постановке:

- работает достаточно корректно;
- отражает физическую сторону задачи;
- дает менее консервативную оценку изгибающих моментов, чем методы, изложенные в Правилах РРР;
- требует дополнительного тестирования для неканонических случаев загрузки (с наличием кручения);
- может быть доработан до учета динамики.

Литература:

1. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля. – СПб.: Судостроение, 1995. – 336с.
2. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания. Том 2. Речной Регистр РСФСР. М, «Транспорт», 1978. – 256с.
3. Манухин В. А. Прочность корабля: конспект лекций – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2011. - 239 с.
4. Миронов М.Ю., Мудрик Р.С. К оценке динамической прочности на волнении безопорных подробных моделей судового корпуса, Труды Крыловского государственного научного центра, ФГУП КГНЦ, № 20191, 2019, с.82-90.

К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ ОБ УТОЧНЕНИИ ГРУЗОВОГО ПЛАНА СУДНА

Н.В. ЛИГАЙ (студентка 4 курса), М.Ю. МИРОНОВ
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Одними из прообразов современных систем мониторинга остойчивости и прочности судов [6], к составу, функционалу и надежности которых в недалеком будущем будут предъявляться новые Требования РМРС, являются автоматические системы контроля за грузовыми операциями, движением судна и системы контроля долговечности, внедрение которых на судах началось в 70-х гг. прошлого века [1].

Снижение необходимого числа информационных каналов таких систем требует установления однозначных связей между контролируемыми и восстанавливаемыми параметрами состояния корпуса судна – кинематическими, силовыми, вибрационными, температурными, локальными и интегральными. Такая связь может быть установлена путем решения задач идентификации - обратных задач механики. Очень редко удается для решения задачи идентификации получить замкнутую линейную систему уравнений. В подавляющем большинстве случаев система нелинейна, и часто для замыкания её используются условия оптимальности (минимума некоторого функционала) [3], задача становится задачей управления. Если требуется быстрое решение, задачу: а) линеаризуют, что может привести к существенному снижению точности, б) используют разрабатываемые под конкретный объект быстрые и экономичные методы расчета [5], в) используют нейронные сети.

Задача уточнения грузового плана (ГП), рассмотренная в конце 80-х гг. А.И. Максимаджи [1], [2], является одной из первых сформулированных и доведенных до решения задач управления одновременно параметрами остойчивости судна и его прочности. Управляющими параметрами выступают 2 веса и 2 координаты обобщенных грузов, параметрами состояния – средняя осадка, дифферент и максимальный изгибающий момент (рис.1). На параметры состояния наложены ограничения, исходя из требований к характеристикам мореходности и надежности. Это 3 ограничения-равенства, отражающие заданные изменения параметров состояния относительно начального, «неудовлетворительного» состояния судна, дополняются жестким заданием одного из соотношений: между обобщенными управляющими весами или между их плечами, что замыкает систему. Первые два уравнения – фактически уравнения статики, третье – уравнение, фиксирующее допустимый перепад нагрузки.

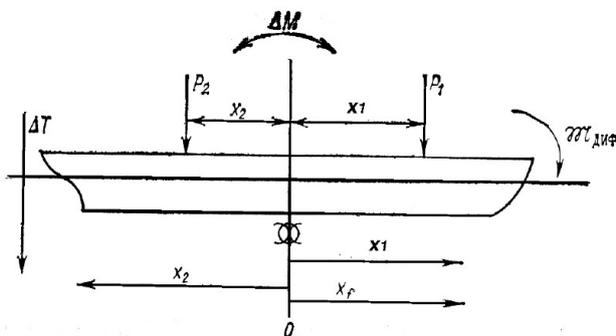


Рис. 1. Схема поправок к ГП

Для упрощения введен ряд допущений об отсутствии волнения, о симметрии загрузки относительно ДП (плоская постановка), о простейшем представлении весовых составляющих как сосредоточенных обобщенных сил на различных плечах от миделя.

Линеаризация задачи обеспечивается использованием фиксированного значения отстояния ЦТ расчетной ватерлинии (в исходном варианте) от миделя, а также однозначной эмпирической связью с ним относительных отстояний от миделя ЦТ

носовой и кормовой половины. Это возможно в предположении слабого изменения площади ватерлинии при небольших добавках к осадке и дифференту.

Дальнейшее уточнение ГП с более подробным перераспределением весов производится из условий статической эквивалентности [1]. Решение задачи выполняется для нескольких типовых случаев.

В настоящей работе задача А.И. Максимаджи решается для небольшого пассажирского судна как нелинейная, с использованием прямого решения задачи удифферентовки и отыскания изгибающего момента по программе, разработанной в [4]. Используется метод простых итераций, в котором решение из [1,2] является стартовым. Показаны пути увеличения числа параметров, на изменение которых наложено ограничение.

Литература:

16. Максимаджи А.И. Капитану о прочности корпуса судна: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 224 с.

17. Максимаджи А.И. Уточнение грузового плана// Прочность судов и защита от коррозии, Л.: Транспорт, 1987, с.46-55.

18. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение, 1990. – 248 с.

19. Мудрик Р.С., Миронов М.Ю. Развитие программного комплекса оценки общей статической и динамической прочности судна, Тезисы доклада, в сборнике трудов научно-технической конференции по строительной механике корабля, посв. 125-летию Крыловского государственного научного центра 13-14 декабря 2018 г., ФГУП «КГНЦ», 2018, с. 176-177.

20. Миронов М.Ю., Тумашик Г.А., Фрумен А.И. Применение модифицированного метода главных изгибов в обеспечение системы мониторинга нагрузок на судовые перекрытия, Морские интеллектуальные технологии, №2, 2008, с.24-33.

21. Циркуляр ИМО MSC/Circ.646 от 06.06.1994 «Recommendations for the fitting of hull stress monitoring systems»

ОЦЕНКА СОБИРАЕМОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НЕРАЗЪЁМНОСТИ КОНТАКТНО-УПРУГИХ СОЕДИНЕНИЙ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА КАТЕРА ИЗ ЭЛАСТОМЕРА СО СТАЛЬНЫМ НАБОРОМ

В.А. ВОЛОДИН (студент магистратуры), М.Ю. МИРОНОВ
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Рассматривается начатая в [7] работа по проектированию гибридной разборной конструкции жесткого силового набора и ПЭ-обшивки маломерного ($L=9$ м, $B=2,2$ м, $H=0,86$ м) судна с простыми, «развертываемыми на плоскость», обводами (рис. 1,2).

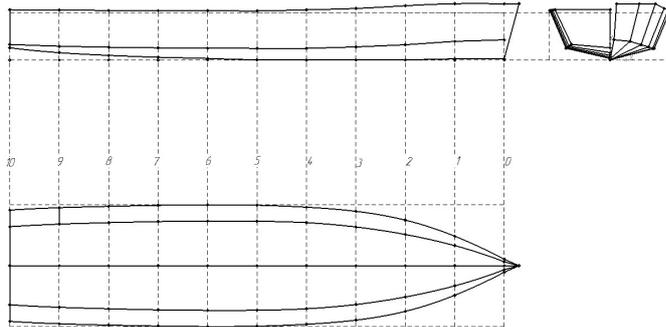


Рис. 1 Теоретический чертеж судна

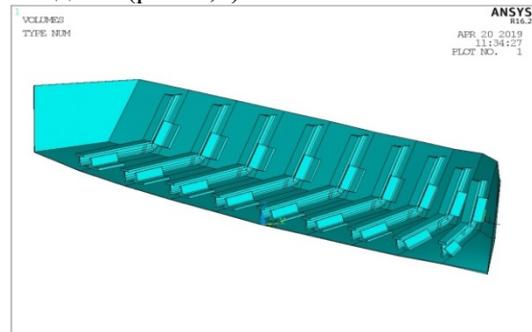


Рис. 2. Конструкция соединений

Применительно к выбранной модели катера идея гибридной разборной конструкции выглядит как совмещение полиэтиленовой обшивки с профилированным тонкостенным набором через особые узлы крепления (замки, упругие защёлки), обеспечивающие в заданном диапазоне усилий удержание соединения. Шпангоутно-стрингерный набор должен обеспечить восприятие эксплуатационных нагрузок при сохранении формы корпуса, обшивка – водонепроницаемость. Важны следующие обстоятельства:

1) Нельзя изготовить корпус целиком из ПЭ при сохранении массовых и жесткостных показателей деревянного или стеклопластикового прототипа (в отличие от малых корпусов, например, каноэ). Требуемая толщина обшивки близкого по размерениям катера целиком из ПЭ достигает 30-40 мм.

2) Привлекательна простота изготовления обшивки: сваривание из простых листовых заготовок полиэтиленовых поясов обшивки сразу требуемой длины и с развертываемой поверхностью малой кривизны, что снижает сборочные изгибные напряжения, а значит, и влияние ползучести материала. Указанное обстоятельство дает предпосылки к использованию вторичного ПЭ, который по характеристикам уступает первичному, но дешевле, а также отвечает принципу экологичности.

3) Разделение обшивки и набора вкпе с разъемными соединениями позволяет реализовать принцип мобильности, создавая сборно-разборную конструкцию («байдарку»), удобную для транспортировки.

В [7] построены плоские геометрически нелинейные расчетные модели МКЭ [1], позволяющие оценить соотношение потребных усилий вставки и извлечения жесткого профиля в замок с использованием Гуковой модели материала с низким значением модуля Юнга, а также соотношение усилий вставки и возникающего в обшивке натяжения. Высокий уровень деформаций в замке требует перехода к феноменологической модели эластомеров, способных упруго деформироваться до 700 %. Связь деформаций и напряжений тут устанавливается потенциалом энергии деформаций W . Компоненты тензора напряжений Пиола-Кирхгофа второго рода (E_{ij} - деформации Грина-Лагранжа) определяются по формуле:

$$S_{ij} = \frac{\partial W}{\partial E_{ij}}. \quad (1)$$

Полиномиальная модель - общая форма записи потенциала энергии деформации, в основе которой лежат первый и второй инварианты тензора деформаций:

$$W = \sum_{i+j}^N c_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (J_{el} - 1)^{2k}, \quad (2)$$

где c_{ij} , d_k , N - константы материала; \bar{I}_1 , \bar{I}_2 - первый и второй относительные инварианты девиаторных деформаций [3,4]. На ее основе получены другие модели, из обзора которых видно, что для выбора практической модели для расчетов нужного нагруженного эластомера важно учитывать в совокупности и уровень деформаций материала, и диапазон их изменений. Модель потенциала Муни-Ривлина [3,4] - наиболее распространенная форма потенциала энергии деформации. Трехпараметрическую модель, пригодную для полученного в [7] уровня деформаций, получают из полиномиальной модели при $N = 2$, $c_{20} = c_{02} = 0$. Для подбора констант c_{01} , c_{10} , c_{11} . в ПК ANSYS [6] создана расчетная модель, имитирующая в осесимметричной постановке лабораторное гиперупругое растяжение цилиндрического образца $d=10$ мм и $L=150$ мм (рис.4). Реальное растяжение по заказу предприятия «РИФ» [7] выполнено для ряда образцов. Варьированием констант в первом приближении получена квазилинейная зависимость σ - ϵ , согласующаяся с экспериментом в предполагаемом диапазоне максимальных деформаций. Предел прочности из эксперимента принят равным 8 МПа.



Рис. 3. Схема задачи для подбора констант Муни-Ривлина

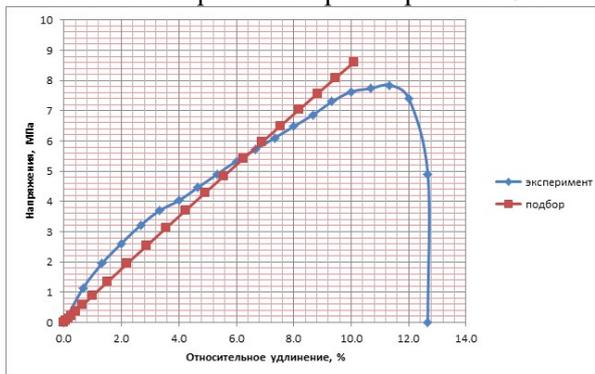


Рис. 4. График сравнения экспериментальной зависимости напряжений от деформации полиэтилена низкого давления, с расчетной в ANSYS

Для новой реологии решена группа связанных нелинейных контактных задач:

- задача о вставке и извлечении профиля конечной длины в замок и исследовании влияния проектных параметров сечения на потребные усилия,
- задача о преднатяжении оболочки корпуса вставленным поперечным набором,
- задача о продольном изгибе безнаборной оболочки,
- задача о предельном изгибе участка обшивки с контактным замковым соединением.

Полученные решения позволяют сделать принципиальные выводы о возможности создания гибридной конструкции, подготавливают решение об оценке эксплуатационной прочности в наиболее полной, пространственно-контактной постановке.

Литература:

1. Бененсон А.М., Миронов М.Ю., Родионов А.А. Численные методы оценки предельных нагрузок судовых конструкций, СПбГМТУ. – СПб., 2013. – 118 с.
2. М.И. Шмурак, А.Г. Кучумов, Н.О. Воронова Анализ гиперупругих моделей для описания поведения мягких тканей организма человека, Пермь.: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2017
3. Павлов П.А., Яковлева Е.Л., Крутских Н.А. Аналитическое описание процессов деформирования и разрушения элементов конструкций из полимерных материалов // Труды ЛПИ. 1983. №393. С. 3-7.
4. Гольдман А.Я. Прогнозирование деформационно-прочностных свойств полимерных и композиционных материалов. Л.: Химия, 1988. 272 с.
5. Технический паспорт полиэтилена PE 100, «Симона Рус», дочерняя компания Simona AG, с.1-2.
6. ANSYS Theory Reference/Chapter 4. Structures with material nonlinearities/4.5. Nonlinear Elasticity. – ANSYS Inc., 2009.
7. Володин В.А., Миронов М.Ю. Моделирование контактного натяжения полиэтиленовой оболочки стальными шпангоутами, Материалы конференции по строительной механике корабля, посвященной 125-летию Крыловского ГИИ, СПб: Издательство ФГУП «КГНЦ», с.180-181.
8. <http://zao-rif.com/modelnyj-ryad>

О ГЕНЕРАЦИИ СЛУЧАЙНЫХ СЕТОК МНОГОГРАННЫХ ПОДОБЛАСТЕЙ ДЛЯ ПОТЕНЦИАЛЬНО РАЗРУШАЕМОЙ РАСЧЕТНОЙ ОБЛАСТИ

В.А. КОРШУНОВ, В.Н. КУЗНЕЦОВА (студентка 3 курса), А. В. МАЩЕНКО (студентка 3 курса)
 Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
 Санкт-Петербург, Россия

Современные вычислительные средства механики позволяют переходить от моделирования сплошных упругих и пластических тел к моделированию явных нарушений сплошности. Использование так называемых когезионных конечных элементов, т.е. безразмерных элементов-прослоек между собственно материальными элементами, потенциально разрушаемых при задании определенного критерия, активно используется в настоящее время как при анализе предельной прочности конструкций (особенно слоистых композитных) [2], так и для решения 1-й проблемы СМК в случае моделирования взаимодействия со льдом [1], [3-9].

Использование регулярных когезионно-материальных расчетных сеток создает ряд проблем в оценке локальных полей контактных ледовых давлений, поскольку реальное дробление льда имеет стохастическую картину, существенно отличную от дробления на параллелепипедные части. Измельчение сетки, во-первых, вызывает существенное возрастание времени счета (а в явных динамических решателях типа LS-DYNA [5] оно весьма велико и для крупных КЭ), во-вторых, слабо уточняет поле давлений, порождая нереалистичные формы разрушения за счет появления волновых всплесков напряжений.

Идея уточнения решений о контактном разрушении ледового массива состоит, во-первых, в генерировании на расчетной области нерегулярной сетки, причем «материальные» области должны быть не только гексаэдрами и тетраэдрами, а и многогранниками с числом граней, большим 6, во-вторых – в воспроизводстве сеткой заданной плотности распределения частиц дробления, соответствующей эксперименту.

Современные сеточные генераторы, которыми снабжены конечно-элементные решатели, не позволяют напрямую создавать многогранные подобласти с заданными диапазонами разброса размеров. Для этого требуются вспомогательные программные процедуры.

Один из предлагаемых способов создания нерегулярного разбиения с сохранением средней плотности – генерирование узлов «искаженной» сетки подобластей как случайно отклонённых от положений в *регулярной* тетраэдрической (в 2D – треугольной) сетке. При этом индексная связь узлов и подобластей сохраняется.

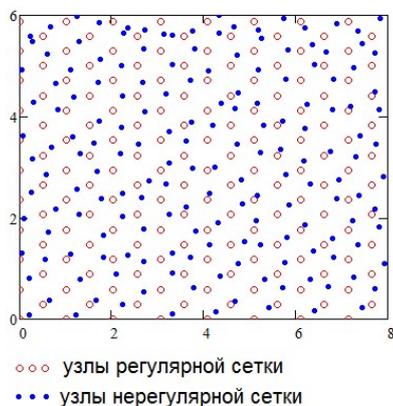


Рис. 1 Пример наложения нерегулярной сетки с заданной плотностью

Параметрами задачи о наложении случайной сетки с сохраненной плотностью узлов являются: средняя площадь «зерна» P , размеры области $d \times h$ и относительный параметр разброса s (%). «Зерно» определяется как круговая область вокруг узла регулярной тетраэдрической сетки с радиусом $R = \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\sqrt{3}}}$. Плотность

определяется как число точек на единицу площади: $\rho = N_{\text{точек}} / (d \cdot h)$, т.е. может регулироваться площадью

«зерна». С использованием стандартного генератора случайных чисел (ГСЧ) с равномерным распределением в диапазоне $(0, R \cdot S/100)$ для каждого узла находится индивидуальное неповторяющееся отклонение.

Разработанный циклический алгоритм наложения случайной сетки реализован в системе компьютерной алгебры РТС MathCAD. Результат работы программы представлен на рисунке 1. Универсализация алгоритма предполагает переход к 4-х и 6-ти угольным сеткам на плоскости, а также в 3D. В работе строятся гистограммы распределения получаемых размеров частиц, исследуется влияние выбранного вида ГСЧ и других управляющих параметров на результат, обсуждаются иные способы наложения на разрушаемую область нерегулярных когезионно-материальных сеток.

Литература:

1. Пономарев Д.А., Коршунов В.А., Родионов А.А. Численное моделирование взаимодействия морских сооружений с ледовым полем, Морской Вестник, спец. выпуск №1 (13), 2017 г., с. 41-48.

2. Родионов А.А., Коршунов В.А., Пономарев Д.А. Исследование прогрессирующего разрушения в композиционных конструкциях корпуса судна в динамических условиях нагружения, «Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал Научный журнал № 1 (43) Т.1 2019, стр. 22-30.

3. Смирнова М.Д., Пономарев Д.А. Исследование форм разрушения ледовой пластины при внедрении цилиндрического индентора, Труды Международной конференции и выставки по судостроению и разработке высокотехнологичного оборудования для освоения континентального шельфа OFFSHORE MARINTEC RUSSIA – 2018. 2-5 октября 2018 г., Санкт-Петербург – СПб.: ХИМИЗДАТ, 2018. – с.150-159.

4. Hanna Aarnes Nisja, Numerical Modelling of Brittle Failure in Ice Structures, master's thesis, Norwegian University of Science and Technology 2014

5. Hilding D., Forsberg J., Gürtner A. Simulation of ice action loads on offshore structures, 8th European LS-DYNA Users Conference, Strasbourg - May 2011.

6. Gürtner A. Experimental and Numerical Investigations of Ice-Structure Interaction, Doctoral theses, 2009.

7. Konuk I., Gürtner A., Shenkai Yu. A cohesive element framework for dynamic ice-structure interaction problems - part ii: implementation, Proceedings of the ASME 2009 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, May 31 - June 5, 2009, Honolulu, Hawaii, USA.

8. Лосет С., Шхинек К.Н., Гудместад О., Хойланд К. Воздействие льда на морские и береговые сооружения, СПб.: Издательство «Лань», 2010.

9. Kärnä T., Kamesaki K., Tsukuda H. A numerical model for dynamic ice-structure interaction // Computers and Structures. – 1999. – 72. – pp. 645-658

УСТОЙЧИВОСТЬ СФЕРИЧЕСКОГО СЕГМЕНТА ОБОЛОЧКИ С НАЧАЛЬНЫМИ НЕСОВЕРШЕНСТВАМИ ИЗ НИЗКОМОДУЛЬНОГО МАТЕРИАЛА

А.И. ФРУМЕН, Л.В. РАДЧЕНКО
СПбГМТУ

В последние годы растет интерес к применению оргстекла в конструкциях различного назначения. Модуль его упругости примерно в 75 раз меньше, чем у стали. Это приводит к необходимости учитывать при расчетах геометрическую нелинейность.

В настоящей работе исследовалось устойчивое состояние сферического сегмента из органического стекла (рис. 1) по МКЭ в среде программного пакета ANSYS. Ранее, в работе [1] было выявлено влияние нелинейных эффектов в расчетах прочности и устойчивости для оболочек из оргстекла (рис. 2), что может привести к снижению эйлерового давления в 2-3 раза.



Рис. 1. КЭ модель сферического сегмента.

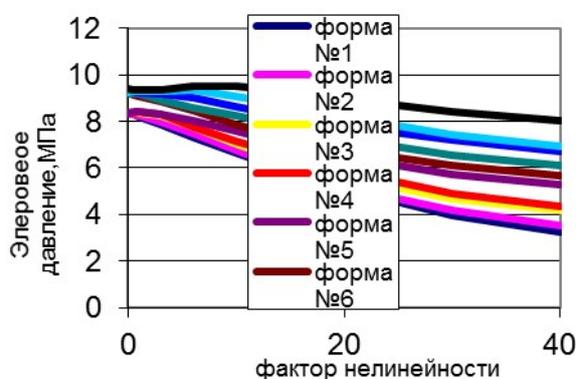


Рис.2. Влияние геометрической нелинейности.

В настоящей работе исследовано влияние на устойчивость сферического сегмента начальных несовершенств, что является более актуальным для низкомодульных материалов. Проведены также исследования влияния толщины сегмента на его устойчивость, которая зависит от начального напряженного состояния, а оно, как показано в [2, 3] отличается повышенным уровнем (1).

$$\sigma_{\theta} = \frac{-1.5p}{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^3} \quad (1)$$

Здесь: a - внутренний радиус, b - внешний радиус, p - приложенное на радиусе b давление,

В заключение отметим, что учет геометрической нелинейности для оболочек с начальными несовершенствами из низкомодульных материалов является актуальным и для оболочек со значительной толщиной (отношением t/r).

Литература

1. Фрумен А.И., Балыкин С.В. Нелинейные эффекты в расчетах прочности и устойчивости оболочек из оргстекла. Труды СПбГМТУ Моринтех 2 (24) т.2 2014 изд. НИЦ «Моринтех», 27-31 стр.
2. Фрумен А.И., Радченко Л.В. Определение НДС толстостенной сферической оболочки из оргстекла. Труды «Крыловского государственного научного центра» СПб: Изд-во ФГУП Специальный выпуск 1, 2019, с. 120-122.
3. С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. Теория упругости. Изд. «Наука», 1975.

АНАЛИЗ НЕЛИНЕЙНЫХ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ БАЛОК С НАЧАЛЬНОЙ ПОГИБЬЮ

В. В. ПАУЛЬС (студент магистратуры), С. В. СОРОКИН
 Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
 Санкт-Петербург, Россия

Решение элементарной задачи об изгибных колебаниях прямых балок на шарнирных опорах, одна из которых является подвижной в направлении оси балки, можно найти в любом учебнике по теории колебаний. Задача резко усложняется и становится нелинейной, как только обе шарнирные опоры полностью закрепляются. Причина такого усложнения - невозможность движения идеально прямой балки в поперечном направлении без растяжения оси, то есть возникновение взаимодействия продольных и изгибных колебаний. Классическая модель нелинейных изгибных колебаний балок сводит это взаимодействие к появлению силы осевого распора, меняющейся в процессе колебаний по времени, но постоянной по длине балки. Наличие начальной погиби несколько усложняет такую формулировку задачи, не меняя её существо. Но начальную погибь балки можно рассматривать с принципиально других позиций: в рамках стандартной линейной теории кривых стержней [3]. Эта теория позволяет достаточно просто получить точное решение задачи о свободных колебаниях искривленного стержня при любых ГУ на его концах. Таким образом, в случае неподвижных шарнирных опор и наличия некоторой начальной погиби можно использовать как нелинейную теорию изгибных колебаний балок с распором, так и линейную теорию колебаний искривленных стержней. Сравнение результатов по этим теориям и оценка границ применимости каждой из них и представляют собой цель настоящего исследования.

Сравним две теории в линейной постановке, когда частота не зависит от амплитуды колебаний A , но зависит от кривизны W . Линейная теория кривых стержней, очерченных по дуге окружности и сравнение с результатами конечно-элементного анализа приведены в предыдущей работе [2].

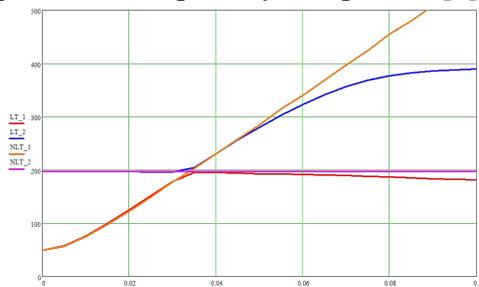


График 1. Зависимость частот от кривизны стержня шарнирно опертого по концам, без возможности смещения вдоль его оси. NLT_1 – первая форма колебаний нелинейной теории, NLT_2 – вторая форма колебаний нелинейной теории, LT_1 – первая форма колебаний линейной теории, LT_2 – вторая форма колебаний линейной теории

Оценка расхождений нелинейной теории с линейной теорией балки, очерченной по дуге окружности, в первом приближении приведена на графике 1. Видно, что первое приближение нелинейной теории дает допустимо точное решение, численные расхождения наступают после амплитуды кривизны 0.06 (W/L), когда

расхождение составляет более 5%. Это объясняется допущением о нерастяжимости стержня. Результат для нелинейной теории даже в первом приближении вполне точен.

Замечание 1. *Veering* – в линейной задаче явление, описывающее «обмен» формами колебаний между первой и второй собственными частотами. Мы его «ловим», используя точную подстановку задачи, допускающую перестройку формы колебаний. При использовании нелинейной формулировки в одночленном приближении, естественно, возможности смены формы нет. Колебания с одной половиной и с двумя половинами синуса «не видят» друг друга. Конечно, в нелинейной постановке можно использовать двучленное приближение. Тогда *veering* мы тоже увидим, но это решение

громоздко. Мы же показываем, что простейшее одночленное приближение в нелинейной теории вполне приемлемо.

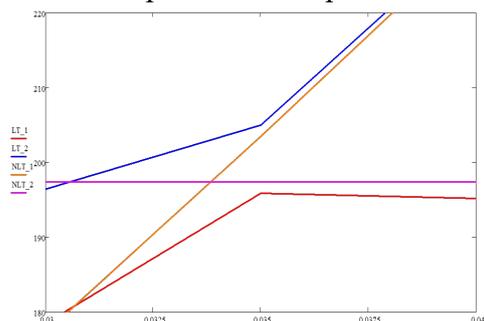


График 2. *Veering*

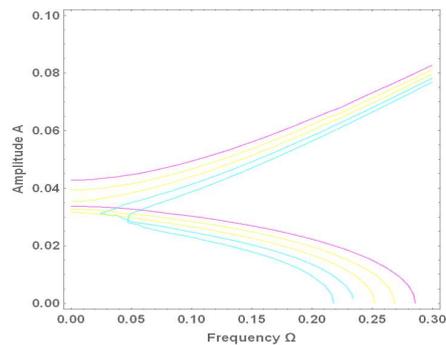


График 3. АЧХ для $W=(0.03, 0.04, 0.0025)$

График 1 и график 2 представляют зависимость значений собственной частоты от амплитуды погиби. На графике 2 можно заметить, что *Veering* находится в области от $W=0.03$ и до $W=0.04$. По значениям погиби $W=0.03..0.04$ можно построить серию из четырех скелетных кривых. Поскольку из графика 2 видно, что собственная частота с погибью растёт, то погиби $W=0.03$ и $W=0.0325$ соответствуют две голубые линии, где первая при $W=0.03$, желтые линии при $W=0.035$ и $W=0.0375$, и последняя малиновая соответствует $W=0.04$. Видно, что при увеличении погиби растёт как собственная частота, так и нелинейный эффект.

Замечание 2. Обнаружение нелинейного эффекта, иллюстрированного на графике 3, возможно лишь при учете коэффициента несимметричности колебаний ψ . Этот коэффициент добавляется в решение на этапе разделения переменных $v(x, t) = f(x)(\cos(\omega t) - \psi)$ [1]. Неучет его приводит к существенной ошибке при рассмотрении АЧХ. На графике 4 показаны две «скелетные кривые» при ненулевой погиби. Синяя линия представляет собой кривую при неучете коэффициента несимметричности колебаний ψ , а красная кривая - с учетом.

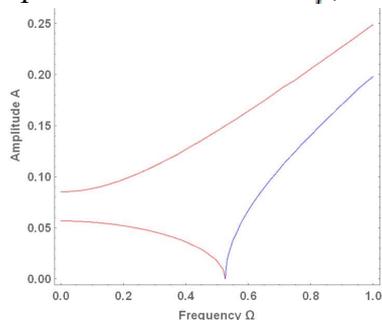


График 4. Скелетные кривые для $\psi \neq 0, \psi = 0$ при $W \neq 0$

Вывод: обе использованные теории применимы для анализа колебаний балок с начальной погибью, каждая в своих пределах и допущениях. Для нелинейной теории этот предел относится к рассмотрению погиби более 6% от длины балки, когда эта теория становится неточной. Установить связь между амплитудами и частотой колебаний возможно только благодаря этому подходу, чего нельзя сказать о

линейной теории, в которой используется допущение о малых амплитудах колебаний, не давая оценить АЧХ. Однако решение линейной задачи значительно проще, чем нелинейной. Таким образом, в пределах своих допущений обе теории применимы и совпадение их предсказаний только подтверждает каждую из них. В дальнейшем предполагается подробно рассмотреть эффект «процелкивания» при совместном использовании двух теорий.

Литература:

1. Калинин В.С. «Устойчивость, прочность и колебания элементов судовых конструкций». – Л.: Судостроение, 1987, 304 с. [1]
2. Сорокин С. В., Паульс В. В. «Учет влияния погибей стержневых систем на колебательные характеристики с использованием различных подходов» СПб.: Крыловский государственный научный центр, 2018. – с.184-185 [2]
3. S.J. Walsh, R.G. White. Vibrational Power Transmission in Curved Beams. Journal of Sound and Vibration, 233(3), 455-488, 200 [3]

КОЛЕБАНИЯ МЯГКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТРУБОК

С.А. АВETИCOB, С.В. СОРОКИН

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Санкт-Петербург, Россия

Тонкие оболочки как отдельно взятый элемент инженерных сооружений широко применяются в судостроении, ракетостроении, самолетостроении, машиностроении и т.д. Такое обширное применение обусловлено тем, что оболочка имеет большую прочность при сравнительно малом весе. В процессе эксплуатации оболочки подвергаются действию динамических нагрузок, которые могут приводить к их повреждению.

Для обеспечения надежности трубопроводных систем необходимо анализ динамики и их компонент, в частности, гибких трубок, которые вполне представимы в механической схематизации оболочками. В работе рассматривается тонкая, замкнутая, мягкая цилиндрическая трубка, показанная на рисунке 1, и устанавливается зависимость её волновых чисел и собственных частот от статических внешних растягивающих сил.

Рассматривается 3 расчетных случая: 1) пустая трубка располагается в вакууме, 2) трубка в вакууме с воздухом внутри, 3) трубка в вакууме заполнена водой.



Рис.1 – установка для экспериментального исследования мягкой цилиндрической трубки.

В каждом случае проводится анализ влияния осевой растягивающей силы на собственную частоту. Для этого строятся дисперсионные кривые (устанавливающие зависимость волнового числа от частоты $k=k(\omega)$), которые описывают распространение волн в цилиндрической оболочке и волновые эффекты в результате решения т.н. дисперсионного уравнения.

Для первого случая дисперсионное уравнение приведено в [1]. Для трубки в вакууме принимается ряд условий, а именно: изгибная жесткость равна нулю, длина изменяется пропорционально силе, объем постоянен. Дисперсионные кривые для бесконечно длинной трубки представлены на рис. 2, где σ_i – напряжение, $i = 1 \dots 6$.

К

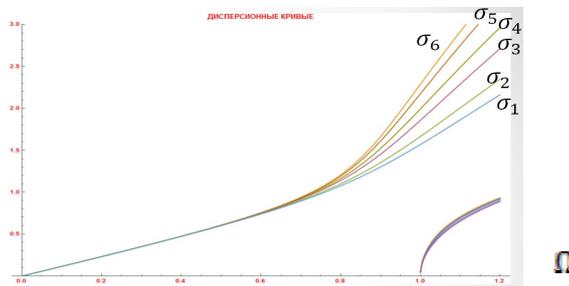


Рис. 2 – дисперсионные кривые

На рисунке 2 видно, что в трубке будут распространяться две бегущие волны, каждая которых характеризует преобладание либо изгибных, либо продольных деформаций. По мере приближения по оси относительной частоты Ω к единице влияние растягивающего усилия увеличивается, а при $\Omega \geq 1$ появляется вторая волна, на которую растягивающая сила никакого влияния не оказывает. В высокочастотной области при фиксированной частоте увеличение растягивающих усилий (продольных

напряжений) приводит к значительному увеличению волновых чисел; при низких частотах влияние роста продольной силы на волновое число мало.

Перейдем от бесконечной трубки к трубке конечной длины, закрепленной на шарниро-подвижных опорах. Граничные условия соответствуют условиям би-ортогональности, поэтому форма колебаний - суперпозиция пары волн с одним и тем же волновым числом $K_{ij} = \frac{n \cdot i \cdot \pi}{L \sigma_i}$, которые распространяются в противоположных направлениях.

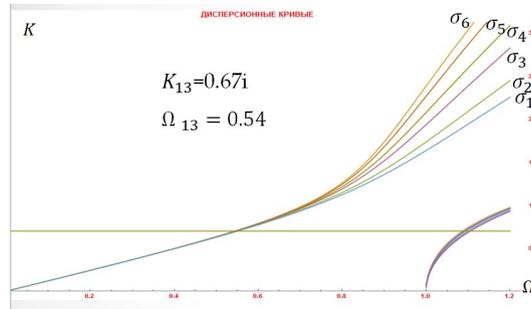


Рис.3 – определение собственных частот графическим методом (при длине $L \sigma_1 = 14.1$ и $n = 3$)

Для граничных условий, где форма колебаний трубки есть некоторое число полуволн синуса, трубка не может «выбрать» свою длину, так как она уже задана, но она может «выбрать частоту», тогда происходит переход к задаче о собственной частоте.

Здесь сначала определяется волновое число, связанное с удлинением трубки, далее оно как константа пересекается с дисперсионной кривой (рисунок 3) и отыскивается собственная частота оболочки в зависимости от формы. Когда волновое число мало, и, следовательно, длина волны велика, осевое усилие влияет на собственную частоту исключительно за счет изменения длины трубки.

Во втором и третьем случае, помимо динамических уравнений равновесия, в расчетную модель добавляются дополнительные уравнения, описывающие влияние воздуха и воды внутри трубки на ее динамику. Введено упрощенное дисперсионное уравнение, в котором функции Бесселя $I_0(k)$ и их производные для низкочастотного диапазона заменяются конечными произведениями. Уравнение также приведено в [1].

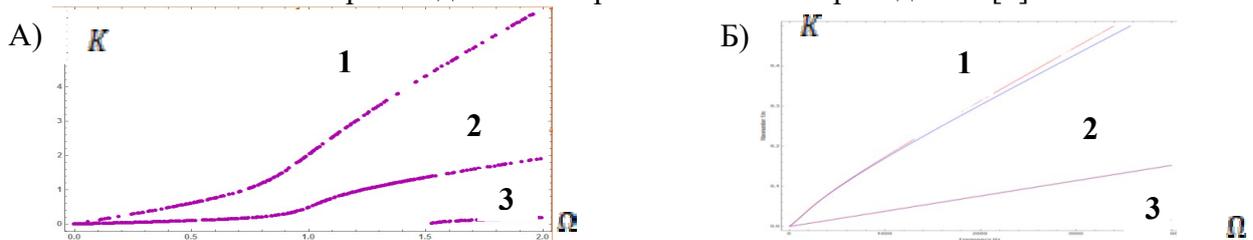


Рис.4- Дисперсионные кривые с наличием воздуха и воды (1 кривая-продольная волна 2 кривая-акустическая волна 3 кривая-изгибная волна)

С учетом наличия воздуха и воды внутри мягкой трубки к продольным и поперечным волнам добавляется акустическая волна (рисунок 4). С появлением акустической волны происходит «сдвиг» частоты зарождения изгибной волны в полтора раза, т.е. изгибная волна возникнет позже. Показано, что влияния статических осевых усилий на волновые числа акустической, продольной, изгибной волны в низкочастотном диапазоне нет. Как и в случае для трубки в вакууме изменение собственной частоты будет происходить за счет изменения длины, связанной с продольным усилием.

Литература

1. S.V.Sorokin, F.Gautier, A.Pelat «A hierarchy of models of axisymmetric wave propagation in a fluid-filled periodic cylindrical shell composed of high-contrast cells» 2019, 15с.