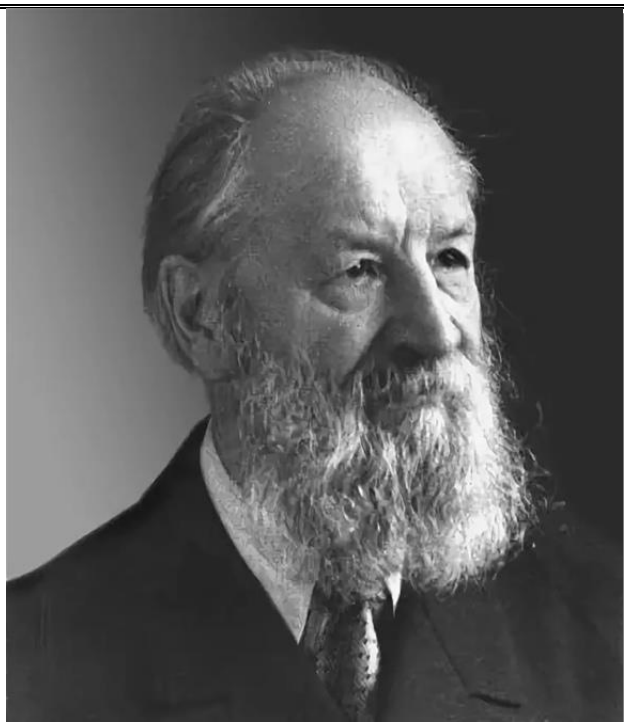


ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный
морской технический университет»
Российское научно-техническое общество судостроителей
имени академика А.Н. Крылова
ФГУП «Крыловский государственный научный центр»



А.Н. Крылов (15.08.1863 – 26.10.1945)



Ю.А. Шиманский (17.12.1883 – 11.04.1962)

Всероссийская научно-техническая
КОНФЕРЕНЦИЯ ПО СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ КОРАБЛЯ
«ПАМЯТИ АКАДЕМИКОВ-КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЕЙ»
посвященная 160-летию со дня рождения
Алексея Николаевича КРЫЛОВА
и 140-летию со дня рождения
Юлиана Александровича ШИМАНСКОГО

20-21 декабря 2023 г.

Тезисы докладов

Санкт-Петербург
2023

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

Сопредседатели:

д.т.н., профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля СПбГМТУ, руководитель научной школы РАЕ «Развитие методов вычислительной механики для решения основных задач строительной механики корабля по созданию конструкций с заданными характеристиками надежности, эффективности и технологичности» - **Родионов А.А.**

д.т.н., профессор, президент РосНТО судостроителей имени академика А.Н. Крылова - **Никитин В.С.**

к.т.н., начальник Отделения прочности и надежности конструкций ФГУП «Крыловский государственный научный центр», заведующий Базовой кафедрой «Прочности и конструкции корабля» СПбГМТУ - **Шапошников В.М.**

Члены Оргкомитета:

д.т.н., профессор **Половинкин В.Н.**, научный руководитель ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

д.т.н., профессор **Демешко Г.Ф.**, профессор кафедры проектирования судов СПбГМТУ

д.т.н., профессор **Крыжевич Г.Б.**, начальник сектора ФГУП «Крыловский государственный научный центр», профессор кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ

д.т.н., профессор **Тряскин В.Н.**, заведующий кафедрой конструкций и технической эксплуатации судов СПбГМТУ

д.т.н. **Ярцев Б.А.**, начальник сектора ФГУП «Крыловский государственный научный центр», председатель ГАК СПбГМТУ по направлению 15.04.03 «Прикладная механика»

д.т.н. **Дульнев А.И.**, начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр», председатель ГАК СПбГМТУ по направлению 15.03.03 «Прикладная механика»

к.т.н., доцент **Фрумен А.И.**, профессор кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ, ученый секретарь Ученого Совета СПбГМТУ

к.т.н. **Александров А.В.**, начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

к.т.н. **Коршунов В.А.**, доцент кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ

к.ф.-м.н. **Платонов В.В.**, начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

к.т.н. **Тумашик Г.А.**, начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр», доцент Базовой кафедры «Прочности и конструкции корабля» СПбГМТУ

Ученый секретарь: к.т.н. **Миронов М.Ю.**, доцент кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ

Секретарь: **Мудрик Р.С.**, преподаватель, аспирант кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ

Руководители секций:

Секция А к.т.н. А.В. Александров, д.т.н. М.А. Кутейников, д.т.н., проф. А.А. Родионов

Секция В к.т.н., проф. А.И. Фрумен, к.т.н., доц. Г.А. Тумашик, к.т.н., доц. М.Ю. Миронов

Секция С д.т.н., проф. Г.Б. Крыжевич, д.т.н. А.И. Дульнев, к.т.н., проф. А.И. Фрумен

Секция D к.т.н., доц. Д.А. Пономарев, д.т.н. Б.А. Ярцев, к.т.н., доц. В.А. Коршунов

Секция E к.т.н., доц. С.Н. Рюмин, к.т.н., доц. К.Д. Овчинников

Секция F к.т.н., доц. Миронов М.Ю., преп. Мудрик Р.С.

Сборник содержит тезисы докладов, поданных в 2023 г. на НТК по СМК «Памяти академиков-кораблестроителей»

За помощь в проведении конференции и издании сборника тезисов Оргкомитет выражает благодарность **Дорофееву В.Ю.** (АО «СПМБМ «Малахит»), **Щербакову И. В.** (ООО «ПКБ «Петробалт»), **Савченко О.В.** (ФГУП «Крыловский государственный научный центр»).

Материалы даны в авторской редакции

© ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ

Родионов А.А.

УЧЕНЫЙ, КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬ, АКАДЕМИК. К 160-ЛЕТИЮ АЛЕКСЕЯ НИКОЛАЕВИЧА КРЫЛОВА 7

Родионов А.А.

ИНЖЕНЕР, КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬ, АКАДЕМИК. К 140-ЛЕТИЮ ЮЛИАНА АЛЕКСАНДРОВИЧА ШИМАНСКОГО 10

СЕКЦИЯ А

Андрюшин А.В., Воронин А.Ю., Рябушкин С.В., Федосеев С.С., Бедекер А.А., Разинков А.В., Зобов А.И.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВИНТО-РУЛЕВЫХ КОЛОНОК (ВРК) ДЛЯ УСТАНОВКИ НА ЛЕДОКОЛАХ И СУДАХ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ 12

Аносов А.П., Макарова Т.А.

ВЛИЯНИЕ ДИАГОНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАМНОГО НАБОРА НА ЖЕСТКОСТЬ БОРТОВОГО ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ СДВИГЕ 14

Аносов А.П., Макарова Т.А.

ВЛИЯНИЕ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ, ПОДКРЕПЛЕННЫХ ДИАГОНАЛЬНЫМИ БАЛКАМИ РАМНОГО НАБОРА, НА ЖЕСТКОСТЬ КОРПУСА СУДНА ПРИ КРУЧЕНИИ 16

Антонов К.В., Гежа Д.В., Сергеева Ю.И., Щербakov И.В.

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ КОРПУСА МОДУЛЬНЫХ САМОПОДЪЕМНЫХ ПЛАТФОРМ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ 18

Бойко М.С.

РАЗРАБОТКА РУКОВОДСТВА ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ИНТЕНСИВНОСТИ ИСПАРЕНИЯ ГРУЗА ИЗ ЕМКОСТЕЙ ДЛЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА 19

Крыжневич Г.Б.

ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПРОЧНОСТЬ КРЕПЛЕНИЯ АНОДОВ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ПЛАТФОРМЫ «МОЛИКПАК» 21

Крыжневич Г.Б.

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ХРУПКИХ И ВЯЗКИХ РАЗРУШЕНИЙ СУДОВ И МОРСКИХ СООРУЖЕНИЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ШЕЛЬФА И ВОПРОСЫ ИХ РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ 23

Молоков К.А., Новиков В.В.

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОЙ НАДЕЖНОСТИ СУДОКОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ФЕРРИТО-ПЕРИТНЫХ СТАЛЕЙ С МАКРОТРЕЩИНАМИ ПО СТРУКТУРНЫМ И МЕХАНИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ 25

Мудрик Р.С., Родионов А.А.

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ ПРОЦЕДУР В ОЦЕНКЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК НА КОРПУС СУДНА 28

Родионов А.А., Рябушкин С.В.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БЕССЕТОЧНЫХ ПРОЦЕДУР ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ЛЬДА В УСЛОВИЯХ КВАЗИСТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ 30

Тряскин В.Н., Иванова Д.Т., Булкин В.А.

ПОИСКОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПД ПО ТРЕБОВАНИЯМ К ПРОЧНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ОБЩЕМ ПРОДОЛЬНОМ ИЗГИБЕ ДОКА 32

Тряскин В.Н., Дехтярь И.В., Рюмин С.Н.

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ И КОНСТРУКТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ПЕРЕБОРОК СУДОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ 34

Тряскин В.Н., Кутейников М.А., Мороз В.С., Рудь С.О.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВО ЛЬДАХ И ПРИ ЛЕДОВЫХ СЖАТИЯХ В НОВЫХ МЕТОДИЧЕСКИХ РЕКОМЕНДАЦИЯХ РМРС ДЛЯ РАЗРАБОТКИ «ПАСПОРТА ЛЕДОВОЙ БЕЗОПАСНОСТИ» СУДНА ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ 36

Чижев Ю.Н., Калинин А.Е.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ЗАЩИТЫ НА ЖИВУЧЕСТЬ КОРАБЛЯ 38

СЕКЦИЯ В

Дворникова А.А., Тумашик Г.А., Тютюков В.Э.

СОЗДАНИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДЕЛА ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ПРАВИЛ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ ИЗ ОРГАНИЧЕСКОГО СТЕКЛА (ПММА) 40

Дудин А.А., Хазова И.А., Тумашик Г.А.

ОЦЕНКА ПРАКТИЧЕСКОЙ ПРИМЕНИМОСТИ МЕТОДА КОСВЕННОГО КОНТРОЛЯ КРУГОВОЙ ФОРМЫ КОРПУСА 41

Линёв Д.В., Шалаев Д.Ю., Дворникова А.А.

УСТРОЙСТВО ОБЕСПЕЧЕНИЯ АВАРИЙНОГО СБРОСА ДАВЛЕНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КАМЕРЫ-МУЛЬТИПЛИКАТОРА 42

Тумашик Г.А.

ОЦЕНКА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО КРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ УПРУГО ЗАДЕЛАННОЙ НЕПОДКРЕПЛЕННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ 44

Мишуренко Н.А., Семенов А.А.

РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПОЛОГИХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДВОЙКОЙ КРИВИЗНЫ ИЗ СТАЛИ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ 45

Семенов А.А.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ЗАДАЧАХ СТАТИКИ И ДИНАМИКИ ПОДКРЕПЛЕННЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ 47

СЕКЦИЯ С

Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕСТНОЙ ВИБРАЦИИ КОРПУСА И СООСНОГО ВАЛОПРОВОДА 49

Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А.

МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ГИБКОГО ВАЛА 50

Гирин С.Н.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ ПРИ ЦЕНТРОВКЕ И ОЦЕНКЕ ПРОЧНОСТИ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ 52

Гусев А.С., Гирин С.Н.

ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ КОРМОВОГО КРЫЛА ПАССАЖИРСКОГО ТЕПЛОХОДА НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ ПР.03830 54

Зенков С.Г., Белов И.М., Иванов М.А.

ОЦЕНКА ПУТЕЙ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИИ ПО ПОМЕЩЕНИЯМ ПАССАЖИРСКОГО СУДНА И ПУТИ ЕЕ СНИЖЕНИЯ 55

Карпенко Е.А., Родионов А.А.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КРУПНЫХ ЧАСТИЦ ДЛЯ РАСЧЕТА СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОГРУЖЕННЫХ И ПОЛУПОГРУЖЕННЫХ ТВЕРДЫХ ТЕЛ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ 56

Кондаков Б.И., Островская Н.В., Рутман Ю.Л.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ДИНАМИЧНОСТИ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ОТ ДЕЙСТВИЯ ЦУНАМИ НА БЕРЕГОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ 58

Кориунов В.А., Макаров В.О., Пономарев Д.А., Родионов А.А.	
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ АВАРИЙНОМ ПАДЕНИИ ВЕРТОЛЁТА НА ПАЛУБУ ПЭБ	60
Литвинов В.Л., Литвинова К.В.	
ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КАНТОРОВИЧА – ГАЛЕРКИНА К ЗАДАЧЕ О ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КАНАТА ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ	62
Мащенко А.В.	
МОДЕЛИРОВАНИЕ ХРУПКОЙ ТРЕЩИНЫ В РАЗЛИЧНЫХ ЧИСЛЕННЫХ ПОДХОДАХ	63
Назаров А.Г.	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЗОК НА КОНСТРУКЦИИ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ КАТАМАРАНОВ	64
Силантьев И.А., Минасян М.А.	
РАСЧЕТ ОБЩЕЙ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ АМОРТИЗАЦИИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА MAN 8L21/31 С ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА	66
Паульс В.В., Сорокин С.В.	
КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ПЕРВОНАЧАЛЬНО ИЗОГНУТЫХ РАСТЯЖИМЫХ БАЛОК ЭЙЛЕРА-БЕРНУЛЛИ (АРОК) С ЭФФЕКТОМ РАСТЯЖЕНИЯ-ИЗГИБА	68
Сутырин В.И., Кужахметова Э.Р.	
РАСЧЕТ ПО ЧАСТЯМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ (3-D) МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНОЙ МОРСКОЙ ПЛАТФОРМЫ КАК МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «СООРУЖЕНИЕ - СВАЙНЫЙ ФУНДАМЕНТ - ОСНОВАНИЕ (ГРУНТ)»	70
СЕКЦИЯ D	
Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А.	
АЛГОРИТМ И ПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА КРУЧЕНИЯ ТОНКОСТЕННОГО ПРОФИЛЯ	72
Кориунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А.	
ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ТРАПЕЦИЕВИДНЫХ БАЛОК ИЗ ПКМ С ПОМОЩЬЮ ЦИФРОВЫХ МОДЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ИДЕАЛИЗАЦИИ РАЗЛИЧНЫХ УРОВНЕЙ	74
Крюков А.А.	
МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЛИННОМЕРНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ	76
Кузнецова В.Н.	
ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОСЕТЕВОГО МЕТОДА Понижения размерности к задаче по определению физико-механических свойств композитных материалов	78
Манухин В.А.	
АНАЛИЗ НДС ЯХТЕННОЙ ДЕРЕВЯННОЙ МАЧТЫ С ПОКРЫТИЕМ ИЗ ПКМ	79
Мионов М.Ю.	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ УКЛАДКИ СЛОЕВ ЛАМИНАТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК	82
Кориунов В.А., Мионов М.Ю.	
ОПТИМИЗАЦИЯ П-ОБРАЗНЫХ ПРОФИЛЕЙ КОМПОЗИТНЫХ БАЛОК	84
Францев М.Э.	
ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ СУДОВ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ: МИРОВОЙ ОПЫТ, СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В РОССИИ, ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ	86
Ярцев Б.А., Любомиров Я.М.	
АДАПТИВНЫЕ КОМПОЗИТНЫЕ КОНСТРУКЦИИ	89

СЕКЦИЯ E

Карплюк А.О., Рюмин С.Н.	
ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ И ПРОБЛЕМЫ РАСЧЕТА НАГРУЗКИ МАСС ЛЕДОКОЛОВ	90

Онищенко И.С., Сергеев А.Е.

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ САМОХОДНЫХ СУДОВ
КЛАССА «М-ПР» В СЕВЕРО-ВОСТОЧНОЙ ЧАСТИ ЧЕРНОГО МОРЯ В СЕЗОН МАРТ-НОЯБРЬ 91

СЕКЦИЯ F

Дьяконова Е.В., Манухин В.А.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПО МАССЕ УСТОЙЧИВОЕ ПЕРЕКРЫТИЕ 93

Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА БЕЗ ВЫПОЛНЕНИЯ
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ПРИБЛИЖЕНИЙ 95

Миронов М.Ю., Кириллов П.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯРНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ 97

Ромашкина Е.С., Пономарев Д.А.

АНАЛИЗ ФОРМ РАЗРУШЕНИЯ ДНИЩЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ПКМ ПРИ ПОСАДКЕ
СУДНА НА КАМЕНЬ 99

Рукавишников А.А., Манухин В.А.

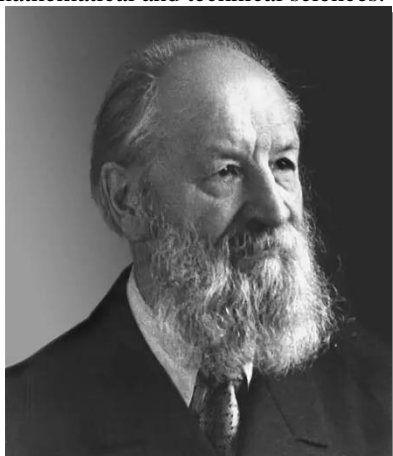
ОПТИМАЛЬНЫЙ ПО МАССЕ НАБОР ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ ИЗГИБЕ ПОПЕРЕЧНОЙ
НАГРУЗКОЙ 101

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ
УЧЕНЫЙ, КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬ, АКАДЕМИК.
К 160-ЛЕТИЮ АЛЕКСЕЯ НИКОЛАЕВИЧА КРЫЛОВА

Родионов А.А.·СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Академик Алексей Николаевич Крылов - выдающийся ученый в области математики, механики, кораблестроения. Основатель современной русской школы кораблестроения, развитой затем П. Ф. Папковичем, В. Л. Поздуниним, Ю. А. Шиманским и др. Научное наследие А.Н. Крылова охватывает проблемы теории колебания корабля на волнении, строительной механики корабля, теории вибрации судов и их непотопляемости, теории гироскопов, внешней баллистики, математического анализа и механики в приложении к кораблестроению, истории физико-математических и технических наук.

Academician Alexey Nikolaevich Krylov is an outstanding scientist in the field of mathematics, mechanics, and shipbuilding. The founder of the modern Russian school of shipbuilding, which was later developed by P. F. Papkovich, V. L. Pozdyunin, Yu. A. Shimansky and others. The scientific legacy of A.N. Krylov covers the problems of the theory of ship oscillation in waves, ship construction mechanics, the theory of vibration of ships and their unsinkability, the theory of gyroscopes, external ballistics, mathematical analysis and mechanics applied to shipbuilding, the history of physical, mathematical and technical sciences.



А.Н. Крылов
15.08.1863 – 26.10.1945

А.Н. Крылов родился 3(15) августа 1863 г. в деревне Висяга Алатырского уезда Симбирской губернии (ныне село Крылово Поречского района в Чувашии) в семье отставного артиллерийского Николая Алексеевича - офицера, участника Крымской войны 1853-1856 гг. Мать Софья Викторовна, урожденная Ляпунова, из того славного рода Ляпуновых к которому принадлежал Александр Михайлович Ляпунов – математик с мировым именем. В сентябре 1878 г., 15-летним юношей, Алексей Крылов был принят в младший подготовительный класс Морского училища. Уже в этом выборе школы, сделанном по настоянию самого Алексея, проявилась его любовь к морскому делу. В морском училище под руководством Де Колонга - морского офицера, фаната компасного дела, Алексей Николаевич и начал свою научную деятельность. Первая работа, относящаяся к девиации показаний компаса, была выполнена в 1884 г., а затем напечатана в «Записках по

гидрографии». На показания компаса оказывает влияние не только магнитное поле стального корпуса, но и качка корабля. Но поведение компаса при качке — это лишь частное проявление более общих проблем. Все механические процессы при качке протекают на качающемся корабле совершенно иначе, чем на суше, что сказывается на функционировании целого ряда аппаратов: маятник качается иначе, техника артиллерийской стрельбы по цели значительно сложнее. В первую очередь Алексей Николаевич заинтересовался физическими вопросами, связанными с самой качкой корабля. Целый ряд жизненных для кораблеводства и кораблестроения проблем может быть решен только при знании основных законов качки корабля на волнении. Почему корабль иногда «хорошо» держится на волне, иногда «плохо»? Почему корабль иногда зарывается в волну, причем его винты оголяются, что чрезвычайно вредно отзывается на его ходе и на работе машин? Как должны определяться размеры судна, при которых оно может идти с данной скоростью против тех или иных волн при условии, чтобы размахи корабля при качке не превышали известных границ? И, наконец, один из важных вопросов кораблестроения, — это какие дополнительные усилия возникают в различных частях корабля при качке. Это необходимо знать при его проектировании. На все эти вопросы теория, как показал Алексей Николаевич, должна и может дать ответ.

Уже знаменитый Эйлер сделал в 1758 г. существенную попытку ответить на последний вопрос. Но ни тогда, ни после другими учеными, например Фрудом, окончательного ответа на все вопросы этого рода не могло быть дано, так как до классических трудов Алексея Николаевича сколько-нибудь общей теории качки не существовало. Ее создал Алексей Николаевич и тем самым дал решение всех относящихся сюда основных задач.

В исследованиях А.Н. Крылова важную роль играют явления резонанса, которые проявляются не только в качке, но и в вибрациях корпуса корабля. При определенном числе оборотов механизмов части корабля начинают иногда совершенно недопустимо сильно вибрировать. Трансатлантический лайнер «Нормандия» вибрировал так сильно, что он после нескольких рейсов должен был быть

поставлен в док для переделки. В то время этот вопрос совершенно не был исследован теоретически и представлял большие трудности для корабельных инженеров, не знавших, в чем заключается физическая причина вибрации, и не умевших с ней бороться. Алексей Николаевич разработал в 1901 г. теорию этого явления. Он показал, что вибрация является всецело следствием наступления резонанса. Сильная вибрация судов наступает тогда, когда период толчков работающего механизма, большей частью поршневого, примерно совпадает с периодом колебаний корабля или части его. Корабль ведет себя в этом отношении подобно громадному камертону в сотню и больше метров длиной, в тысячи тонн весом. Разработанная Алексеем Николаевичем теория не только дала ясную физическую картину явления, но и указала способ, как избавляться от вредного, часто разрушительного действия резонанса. Интересы Алексея Николаевича в области физики главными образом навеяны вопросами, относящимися к кораблю и вообще к морскому делу. Но, раз заинтересовавшись какой-нибудь физическом проблемой, Алексей Николаевич всегда далеко выходит за первоначальные рамки и исследует эту физическую проблему как таковую. Затем применяет полученные результаты в новых областях.

А.Н. Крылов стоял у истоков кораблестроительного образования Санкт-Петербургского Политехнического института (СПбПИ). Обосновывая открытие кораблестроительного отделения в рамках СПбПИ в 1899 г., А.Н. Крылов говорил о назначении кораблестроительного образования и подчеркивал: «...В кораблестроении... необходимо различать два рода деятельности, которые одинаково нужны для успеха, но которые требуют совершенно различной подготовки: во-первых — деятельность инженера-конструктора — создателя проекта; во-вторых — деятельность техника — исполнителя проекта. От морского инженера-конструктора, в истинном значении этого слова, требуется обширная научная подготовка, главным образом физико-математическая, кроме знания своей специальности». А.Н. Крылов подчеркивал также при подготовке морского инженера важность практических занятий на заводах и во время плавательной практики, необходимость иметь в учебном заведении плаз, лаборатории, опытовый бассейн, модельную и учебную мастерские, библиотеку и архив чертежей.

Позднее А.Н. Крылов и И.Г. Бубнов совместно разработали программу курса по теории корабля. В обеспечение подготовки морских инженеров А.Н. Крылов издал курс лекций «Вибрация судов», К.П. Боклевский — курсы «Энциклопедия судостроения» и «Проектирования судов», И.Г. Бубнов — курс «Строительная механика корабля». В 1930 г. из кораблестроительного отделения бывшего СПбПИ выделился Ленинградский кораблестроительный институт, ставший затем Санкт-Петербургским морским техническим университетом (СПбГМТУ).

Разработанная А. Н. Крыловым теория качки корабля на волнении должна быть отнесена и к области строительной механики корабля, так как эта теория качки дала возможность уточнить величину усилий, которым подвергается корабль во время качки, и обеспечить необходимую прочность его корпуса. Методика использования для этой цели теории качки А. Н. Крылова была разработана И. Г. Бубновым и в этом виде нашла практическое применение в практике кораблестроения. Из других научных работ А. Н. Крылова в области строительной механики корабля на первое место должны быть поставлены такие его труды, как «О расчете балок, лежащих на упругом основании» и «Вибрация судов». В первом из этих трудов, выдержавшем несколько изданий, А. Н. Крылов обосновал и развил оригинальный и весьма простой метод расчета балок и перекрестных связей и обобщил этот метод применительно к балкам переменного сечения и к набору судового днища. В «Вибрации судов» — Алексей Николаевич излагает строгую математическую теорию колебания различных упругих систем, а также методику применения выводов этой теории к различным практическим задачам и, в частности, к расчету вибрации корпуса корабля.

Все это позволяют считать А. Н. Крылова, наряду с И. Г. Бубновым, создателем науки, называемой «Строительная механика корабля», которая благодаря талантливым последователям ученым, инженерам, практикам постоянно развивалась и достигла современного уровня совершенства.

Литература:

1. Варганов Ю.В. А.Н. Крылов – ученый, педагог, инженер, общественный деятель. СПб., МорВест, 2006.160с.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

2. Вибрация судов: лекции, читанные А. Н. Крыловым на кораблестроительном отделении СПб. Политехнического института в 1907 acad. году / С.-Петерб. политехн. ин-т. — Санкт-Петербург: [Б. и., 1908]. — 159 с.
3. Крылов А.Н. Мои воспоминания. — Л.: «Судостроение», 1984. 478с.
4. Крылов А.Н. О расчете балок, лежащих на упругом основании. — Академия наук СССР.Л. 1930. 128с.
5. Крылов А.Н. Вибрация судов: учебник. — Ленинград: ОНТИ НКТП. Гл. ред. судостр. лит., 1936. 442с.
6. Ньютон И. Математические начала натуральной философии: Пер. с лат. с прим. и пояснениями А.Н. Крылова, ген.-лейт. флота, заслуж. проф. Николаев. мор. академии, чл.-кор. императ. акад. наук. Пг., 1915.
7. Памяти Алексея Николаевича Крылова. Сборник статей под ред. Ю.А. Шиманского. —Академия наук СССР. М.:1958. 248с.
8. Родионов А.А. К 90-летию СПбГМТУ: от истоков к перспективам строительной механики корабля. — Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2, 2020. С.9-14

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
ИНЖЕНЕР, КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬ, АКАДЕМИК.

К 140-ЛЕТИЮ ЮЛИАНА АЛЕКСАНДРОВИЧА ШИМАНСКОГО

Родионов А.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Академик Ю. А. Шиманский, выдающийся инженер-кораблестроитель, ученый, педагог, изобретатель, общественный деятель в течение полувека оказывал огромное влияние на развитие отечественного судостроения и формирование современного облика строительной механики корабля.

Academician Yu. A. Shimansky, an outstanding shipbuilding engineer, scientist, teacher, inventor, public figure, for half a century had a huge impact on the development of domestic shipbuilding and the formation of the modern appearance of the ship's construction mechanics.



Ю.А. Шиманский
17.12.1883 – 11.04.1962

Юлиан Александрович Шиманский родился 5 (17) декабря 1883 г. в Ташкенте в семье военного врача Александра Викторовича. Мать Каролина Карловна привила ему любовь к истории и литературе. В 1891 году Юлиана отправили на учебу в Третий Московский кадетский корпус, после успешного окончания которого в 1901 г. он поступил на кораблестроительное отделение Морского инженерного училища в Кронштадте. Как следует из аттестационного листа, выданного 17 апреля 1905 г., Юлиан Шиманский проявил себя «в занятиях весьма усердным, в исполнении служебных обязанностей весьма исполнительным» и из числа пяти старших воспитанников выдержал экзамен вторым. Наибольшие баллы (12) он получил по сопротивлению материалов и прикладной механике, т. е. по предметам, уже в юношеские годы определившим дальнейшую направленность его инженерной и научной деятельности. В 1908 г.

Ю. А. Шиманский поступил на кораблестроительное отделение Морской академии в Петербурге. Здесь он слушал лекции Алексея Николаевича Крылова по математике, теоретической механике и теории корабля, Ивана Григорьевича Бубнова — по строительной механике корабля. Усвоил основные принципы всей крыловской школы, - единение теории и практики, внедрение прогрессивных идей в отечественное кораблестроение.

Успешно закончив в 1910 г. Морскую академию, Ю. А. Шиманский поступил на Балтийский судостроительный и машиностроительный завод на должность помощника строителя линейных кораблей «Петропавловск» и «Севастополь», спроектированных под руководством и при непосредственном участии А.Н. Крылова и И.Г. Бубнова. Он глубоко изучил методы прикладной инженерной деятельности обоих ученых и, в частности, ознакомился с оригинальными расчетами прочности корпуса и его деталей, выполненными самим профессором Бубновым.

В 1912 г. Ю. А. Шиманский принял приглашение Морского инженерного училища в Кронштадте возглавить Кораблестроительный отдел в качестве помощника инспектора классов. Где до 1916 г. он читал лекции и вел практические занятия по теории корабля, строительной механике корабля, по сопротивлению материалов и корабельной архитектуре, руководил производственной и морской практикой курсантов на заводах и кораблях флота. Много времени посвящал написанию «Справочной книги для корабельных инженеров», все издания которой (1916, 1934, 1958 - 1960 гг.) широко известны как «Справочник Шиманского». С выходом в свет этой книги, в которой обобщен опыт эффективного применения новых идей учения о прочности судов, определил период широкого применения методов строительной механики корабля в практической деятельности инженеров-судостроителей.

В 1916 г. Ю. А. Шиманский был принят на должность начальника судостроительной технической конторы (конструкторского бюро) Путиловской верфи (впоследствии переименована в Северную судостроительную верфь). Он руководил разработкой рабочих чертежей по проектам легких крейсеров типа «Адмирал Бутаков» и эскадренных миноносцев типа «Новик». Здесь была внедрена оригинальная «русская система» набора корпуса, обеспечивающая необходимую прочность кораблей при наименьшей возможной массе корпуса.

В 1925-1927 руководил кораблестроительным отделом Технического управления военноморских сил РККА, затем корпусной секцией Научно-технического комитета, а с 1932 по 1938г. был начальником секции прочности НИИ военного кораблестроения. С 1938г. работал начальником отдела прочности в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. Вместе с П.Ф. Папковичем участвовал в

рассмотрении практически всех вопросов, связанных с прочностью корпусов военных кораблей, строившихся в стране.

В 1931 году в СССР стали образовываться научные инженерно-технические общества. Юлиан Александрович откликнулся на предложение привлечь к руководящей работе в обществе ученых, труды которых определяли пути развития советского судостроения и морского транспорта. Вместе с академиком А. Н. Крыловым, выразившим согласие возглавить новую организацию - Всесоюзное научное инженерно-техническое общество судостроения (ВИИТОСС), он активно участвовал в формировании и последующей работе общества. На первом учредительном съезде был избран членом Правления, а затем и членом Президиума, руководителем секции прочности судов.

С 1945 по 1949 г. Ю. А. Шиманский заведовал кафедрой строительной механики корабля в Ленинградском кораблестроительном институте, совмещая эту работу с руководством Технического совета Центрального научно-исследовательского института имени академика А. Н. Крылова. Детальному исследованию прерывистых связей посвящен его труд «Проектирование прерывистых связей судового корпуса», изданный отдельной книгой в 1949 г. Отметив во введении, что в строительной механике корабля почти полностью отсутствуют теоретические и экспериментальные исследования вопросов, связанных с проектированием прерывистых связей, он далее замечает: «Решение соответствующих задач методами теории упругости встречает столь большие трудности, что в настоящее время мы имеем строгое решение лишь для случая прерывистой связи, образованной наличием круглого или эллиптического отверстия в пластинах судового корпуса. Однако даже это единственное строгое решение задачи еще не нашло в практике корпусостроения достаточно полного и правильного использования». В этом труде Юлиан Александрович разрабатывает общую приближенную теорию деформации прерывистых связей.

В процессе развития строительной механики корабля как науки, объединяющей многие проблемы учения о прочности, устойчивости и жесткости корабельных конструкций, выявилась необходимость выделения и специализации ряда исследований в виде самостоятельных дисциплин и отвечающих им научных направлений. Особенности конструирования подводных лодок потребовали многих усилий, направленных на решение задач, связанных со строительством подводного флота. Так возникла новая дисциплина «строительная механика подводных лодок», создание которой обязано трудам Ю. А. Шиманского и его школы.

Полученные Юлианом Александровичем решения динамических задач, необходимых для анализа прочности судов, включая фундаментальный труд «Динамический расчет судовых конструкций», определили новое направление в развитии строительной механики корабля. Оно охватывает исследование вибрации корпуса и корабельных конструкций, систематическое изучение динамических нагрузок и рекомендацию мер по учету и возможному ограничению их влияния на прочность корабля.

Велика роль Юлиана Александровича в создании первых нормы прочности морских стальных судов, а затем и речных судов, заложивших основу расчетного метода проектирования судов гражданского флота и позволивших создать наиболее совершенные конструкции корпусов. В сложнейшей области техники - судостроения -, требующей инженерной зоркости и научной обоснованности, академик Шиманский развивает метод проектирования, названный им «Метод условных измерителей», и выступает как подлинный «нормотворец» в одном ряду со своим учителем Иваном Григорьевичем Бубновым.

Литература:

1. Жизнь, отданная судостроению. Воспоминания об академике Юлиане Александровиче Шиманском. — Л.: «Судостроение», 1973. 103 с.
2. Ханович И.Г. Юлиан Александрович Шиманский. — М.: «Наука». 1978. 192с.
3. Шиманский Ю.А. Строительная механика подводных лодок. — Л.: «Судостроение», 1948.
4. Шиманский Ю.А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. — Л.: «Судостроение», 1949. 160с.
5. Шиманский Ю.А. Динамический расчёт судовых конструкций, 3 изд. — Л.: «Судостроение», 1963. 444с.
6. Родионов А.А. К 90-летию СПбГМТУ: от истоков к перспективам строительной механики корабля. — Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2, 2020. С.9-14.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВИНТО-РУЛЕВЫХ КОЛОНОК (ВРК) ДЛЯ УСТАНОВКИ НА ЛЕДОКОЛАХ И СУДАХ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ

Андрюшин А.В.¹, Воронин А.Ю.¹, Рябушкин С.В.¹, Федосеев С.С.¹, Бедкер А.А.²

Разинков А.В.², Зобов А.И.²

¹АО «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота»

²ООО «Инжиниринговый центр «Русэлпром»

Санкт-Петербург, Россия

В докладе рассмотрены основные положения по обеспечению несущей способности ВРК ледоколов и судов ледового плавания. Представлены основные подходы к назначению глобальных и локальных ледовых нагрузок на ВРК. Предложены критерии «приемлемости» для обеспечения прочности корпуса ВРК и работоспособности ГЭД. Даны рекомендации по механической обработке поверхности корпуса ВРК, а также по назначению количества и размеров предельно допустимых дефектов при изготовлении корпуса ВРК.

Ключевые слова: винто-рулевая колонка (ВРК), несущая способность, ледовые нагрузки, критерии приемлемости, ледовая прочность

The article considers the general concepts for ensuring load-carrying capacity of azimuth thrusters installed on icebreakers and ice going vessels. The main approaches to assign global and local ice loads acting on an azimuth thruster are presented. The 'acceptability' criteria to ensure the hull strength and the main electric engine (MEE) operability are proposed. The recommendations on hull surface machining, as well as the critical defect properties in azimuth thruster manufacturing are provided.

Keywords: azimuth thruster, load-carrying capacity, ice loads, acceptability criteria, ice strength

Настоящее время отмечено интенсивным развитием арктического судостроения и судоходства. Экономическая целесообразность обуславливает необходимость повышения технико-эксплуатационных характеристик ледоколов и судов ледового плавания. Одной из основных задач указанных судов является преодоление ледовых преград и обеспечение безопасного движения в различных ледовых условиях. Для этих целей они должны быть оснащены эффективной системой управления, позволяющей управлять движением судна в непроходимых или труднопроходимых условиях. На текущий момент винто-рулевые колонки (ВРК) на ледоколах и судах ледового плавания являются перспективными средствами активного управления судном (САУС) и необходимы для обеспечения безопасности и эффективности движения в различных ледовых условиях.

Эксплуатация судов во льдах представляет существенные угрозы с точки зрения обеспечения прочности – столкновение с ледовыми массивами или скоплениями, постоянные механические воздействия льда на элементы конструкции судна, в т.ч. САУС. Выход из строя (повреждение) ВРК приводит к существенному снижению или полной потере управляемости судна. В связи с этим обеспечение ледовой прочности (несущей способности) ВРК является одним из ключевых аспектов проектирования для обеспечения безопасности и надежности судов при эксплуатации в различных ледовых условиях.

В докладе рассматриваются основные положения по обеспечению несущей способности ВРК под действием экстремальных ледовых нагрузок, включающие в себя:

- основные подходы к определению глобальных и локальных ледовых нагрузок на корпус ВРК, разработанные Лабораторией пропульсивных комплексов судов АО «ЦНИИМФ» [1,2,3]. Указанные ледовые нагрузки используются для расчётов напряжённо-деформированного состояния (НДС) корпуса ВРК и оценки прочности конструкции по критериям «приемлемости»;

- критерии «приемлемости» из условия совместного обеспечения статической и усталостной прочности корпуса ВРК, а также работоспособности главного электродвигателя (ГЭД) при наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации;

При обеспечении статической прочности рассматривается наиболее «опасный» сценарий однократного воздействия предельного ледового нагружения на корпус ВРК. Номинальные эквивалентные напряжения Мизеса в обшивке (оболочке) и силовом наборе корпуса ВРК ограничиваются минимальным условным пределом текучести материала (с учётом масштабного фактора), гарантируемым техническими условиями на его поставку.

Дополнительно, для силового набора корпуса ВРК рассматриваются узлы (зоны) концентрации напряжений, в которых реализуются упругопластические деформации. В указанных узлах расчетные значения упругопластической деформации при воздействии экстремального одноразового ледового нагружения должны ограничиваться допустимыми значениями, определяемыми из условия неразрушения материала (возникновения макротрещины), см. [4, 5].

Критерий усталостной прочности разработан на основе правила линейного суммирования усталостных повреждений Пальмгрена-Майнера [6] с учетом вероятностного характера ледовых нагрузок на базе технических решений и подходов, представленных в работах и нормативных документах [4, 5, 7, 8].

Для ВРК с главным электродвигателем в гондоле существует опасность возникновения механического контакта (пробоя) между статором и ротором при воздействии экстремальных ледовых нагрузок, что может привести к аварийной ситуации. В соответствии с требованиями РС [9, Часть XI, Глава 10, п. 10.1.4] необходимым условием обеспечения работоспособности ГЭД является предотвращение механического контакта (обеспечение воздушного зазора) между сердечником статора и валом (ротором) при наиболее “опасных” сценариях ледового нагружения, приводящих к одновременной деформации гребного вала и гондолы ВРК с закреплённым в ней сердечником статора.

Узловым принципом проектирования ледоколов и судов ледового плавания для безопасной эксплуатации является обеспечение пирамидальной прочности элементов конструкции ВРК в потоке силовых линий (гребной винт – вал – корпус ВРК – крепления ВРК к корпусу судна). Согласно указанному принципу при поломке лопасти элементы пропульсивной линии в потоке силовых линий должны оставаться неповрежденными и при замене лопасти на плаву должны обеспечивать эксплуатацию в рамках заданных технических условий [4].

Представленные в докладе основные положения по обеспечению несущей способности ВРК под действием экстремальных ледовых нагрузок формируют практическую методику по проектированию ВРК для безопасной и эффективной эксплуатации современных ледоколов и судов ледового плавания в тяжёлых ледовых условиях.

Литература:

1. Андрюшин А.В., Федосеев С.С., Кутейников М.А. Ледовые нагрузки на корпус винто-рулевых колонок судов ледового плавания. Труды Крыловского государственного научного центра 2020; Специальный выпуск 2: 21-32.
2. Andryushin A., Fedoseev S., Kuteinikov M. Ice loads on Azimuth Thrusters of ice-going ships Proceeding. International Ocean and Polar Engineering Conference, Rhodes, Greece, June 26-July 1, 2021.
3. А.В. Андрюшин, С.С. Федосеев, М.А. Кутейников. Разработка проекта требований к величине глобально ледовой нагрузки на корпус движительно-рулевой колонки для арктических судов ледовых классов Arc4–Arc9. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, № 64/65, 2021.
4. Сборник нормативно-методических материалов. Книга двадцатая. НД № 2-139902-025, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2010.
5. А.В. Андрюшин, В.И. Алферов, Г.В. Бойцов, В.С. Голубев, Ф.М. Кацман Требования к прочности механизма изменения шага МИШ гребных винтов судов ледового плавания и ледоколов// Российский морской регистр судоходства.- Научно-технический сборник №24.- Санкт-Петербург,2001. с.191-215, Докторская Диссертация.
6. DNV, Rules for Classification, Part 6 Additional class notations, Chapter 6 Cold climate.
7. Андрюшин А.В. «Теория взаимодействия гребного винта со льдом. Обеспечение эксплуатационной прочности элементов пропульсивного комплекса судов ледового плавания и ледоколов», диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, специальность 05.08.01, Санкт-Петербург, 2008.
8. DNV-CG-0041, Class Guideline, Ice strengthening of propulsion machinery and hull appendages.
9. Правила классификации и постройки морских судов, Часть XI «Электрическое оборудование», НД № 2-020101-174, Российский морской регистр судоходства, 2023.

ВЛИЯНИЕ ДИАГОНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАМНОГО НАБОРА НА ЖЕСТКОСТЬ БОРТОВОГО ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ СДВИГЕ

Аносов А.П., Макарова Т.А., ДВФУ, Владивосток, Россия

Одной из насущных проблем прочности корпусов судов с широким раскрытием палубы является обеспечение их жесткости при кручении, когда судовые перекрытия работают на сдвиг. Очевидным техническим решением, которое существенно повысит жесткость судовых перекрытий на сдвиг и, следовательно, жесткость всего корпуса при кручении, является введение в набор диагональных элементов, хотя бы, на уровне балок рамного набора. В работе проведена оценка эффективности диагональных балок рамного набора при обеспечении жесткости бортового перекрытия на сдвиг. Показано, что при установке рамных диагональных балок жесткость рассмотренного бортового перекрытия на сдвиг увеличилась в 4,82 раза.

Ключевые слова: сдвиговые деформации перекрытий, диагональные балки набора, жесткость конструкций при сдвиге.

One of the pressing issues in the strength of the hulls of ships with large deck openings is ensuring their rigidity under torsion, when the ship's grillage is subject to shear. An obvious technical solution that will significantly increase the rigidity of ship's grillage in shear and, consequently, the rigidity of the entire under torsion is the introduction of diagonal members, at least at the level of beams in the framing. The study assessed the effectiveness of diagonal framing members in providing the rigidity of the side grillage in shear. It was shown that when installing frame diagonal members, the rigidity of the considered side grillage in shear increased by 4.82 times.

Keywords: shear deformations of grillage, diagonal members, rigidity of structures under shear.

Одной из насущных проблем прочности корпусов судов с широким раскрытием палубы является обеспечение их жесткости при кручении, когда судовые перекрытия работают на сдвиг. Балки набора судовых перекрытий, как правило, пересекаются под прямыми или близкими к ним углами, образуя четырехугольные рамки, обладающие низкой сдвиговой жесткостью. Очевидным техническим решением, которое существенно повысит жесткость судовых перекрытий на сдвиг и, следовательно, жесткость всего корпуса при кручении, является введение в набор диагональных элементов, хотя бы, на уровне балок рамного набора. Ясно, что это создаст дополнительные конструктивные и технологические сложности.

Цель работы состоит в оценке эффективности диагональных балок рамного набора при обеспечении жесткости бортового перекрытия на сдвиг.

Ранее была разработана и запатентована конструкция узла пересечения балок рамного набора, содержащего диагональный элемент [1] (рис. 1, а). Цель этого технического решения состоит в исключении повышенной концентрации напряжений из-за скученности сварных швов в узле пересечения балок и в обеспечении приемлемой технологии его сборки. В работе [2] с использованием программного комплекса SolidWorks выполнен анализ напряженного состояния упомянутого узла при различных вариантах закрепления и нагрузки, результаты расчета по одному из которых с использованием цветовой визуализации приведены на рис. 1, б.

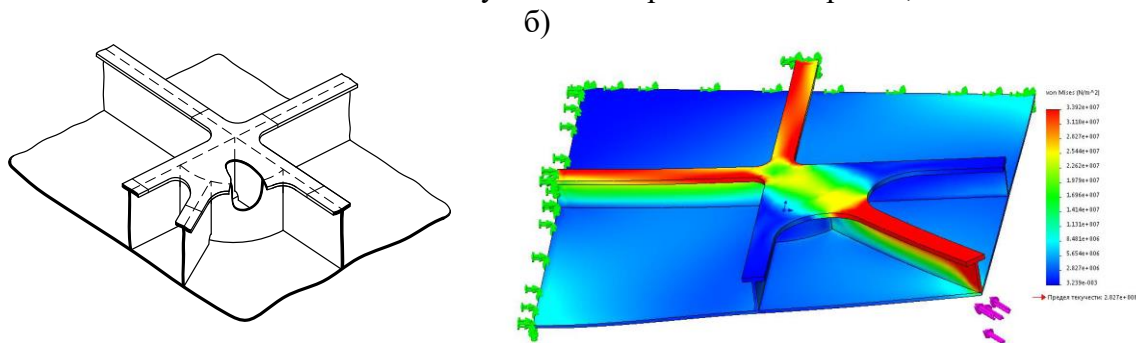


Рис. 1. Узел пересечения балок рамного набора с диагональным элементом (а) и его напряженное состояние при действии нагрузки вдоль оси последнего (б)

В работе [3] проведен анализ изменения веса набора бортового перекрытия при установке диагональных балок, который показал, что увеличение веса набора перекрытия при установке диагональных балок в значительной мере компенсируется снижением размеров и, следовательно, веса балок основного набора в результате уменьшения их расчетных пролетов, исходя из условия местной прочности.

В данной работе в продолжение упомянутых исследований выполнен анализ влияния диагональных балок рамного набора бортового перекрытия (рис. 2) некоего условного судна на его сдвиговую жесткость (использована конструкция, приведенная в работе [3]). В расчетах применена

стержневая идеализация перекрытия. Все рамные балки имеют одинаковое поперечное сечение площадью $A=214 \text{ см}^2$ с осевым моментом инерции $I_x=154889 \text{ см}^4$. Размеры балок, толщина обшивки и ширина ее присоединенного пояса приняты в соответствии с правилами Российского морского регистра судоходства. В силу регулярности набора и для упрощения оценочных расчетов анализ выполнялся для фрагментов перекрытия, адекватно отражающих его работу в целом.

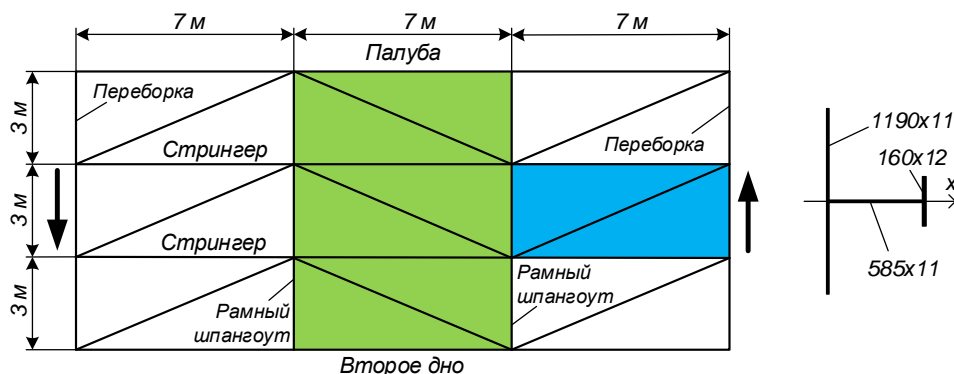


Рис. 2. Конструкция расчетного бортового перекрытия

Рассмотрена сдвиговая деформация прямоугольной замкнутой рамки (на рис. 2 выделена синим цветом). При этом не учитывалось стеснение, которое имеет место при деформировании судовых перекрытиях вследствие кручения корпуса. За базу сравнения выбран вариант рамы без диагонального элемента, характерный для традиционной конструкции. Расчеты ферм и рам выполнены общеизвестными традиционными методами. Определено линейное перемещение Δ_0 характерной точки под действием сдвигающей силы P . Выполнены аналогичные расчеты для рамки с диагональным элементом в нескольких конструктивных вариантах: 1) ферма – в узлы врезаны шарниры, 2) рама, 3) рама с врезанными по концам диагонального элемента шарнирами, 4) последний конструктивный вариант с учетом осевых деформаций при определении перемещений. Для каждого варианта конструкции вычислено упомянутое выше перемещение Δ_i и определено отношение $\lambda = \Delta_0 / \Delta_i$, которое характеризует увеличение жесткости на сдвиг при установке диагональных балок. Для указанных вариантов конструкции это отношение соответственно $\lambda_1 = 5,73$; $\lambda_2 = 5,73$; $\lambda_3 = 5,73$; $\lambda_4 = 3,83$.

Аналогичные расчеты были выполнены для панели перекрытия (на рис. 2 выделена зеленым цветом) при тех же конструктивных вариантах. При этом были использованы условия закрепления, позволяющие моделировать сдвиг при стесненном кручении. Как и ранее в качестве базового выбран вариант рамной конструкции без диагональных элементов. Для панели перекрытия получены следующие соотношения жесткостей при сдвиге $\lambda_1 = 6,04$; $\lambda_2 = 5,94$; $\lambda_3 = 6,04$; $\lambda_4 = 4,82$.

Таким образом, при установке рамных диагональных балок жесткость бортового перекрытия на сдвиг увеличилась в $\lambda_4 = 4,82$ раза. В такой же мере уменьшаются сдвиговые деформации. Полученные результаты использованы при оценке увеличения жесткости отсека корпуса на кручение за счет установки диагональных балок рамного набора в бортовых перекрытиях. Установлено, что при определении перемещений нельзя пренебрегать учетом осевых деформаций, что существенно (25-50 %) влияет на результаты расчета (величина λ_4 по сравнению с другими соотношениями).

Литература:

1. Узел соединения балок. Патент на изобретение № 2667203 / Д.И. Пантюшин, Д.В. Козырев, Н.И. Восковщук, А.П. Аносов. БИ №15, 27.05.2015.
2. Климов С.О., Аносов А.П., Исследование напряженного состояния узла соединения рамных балок набора, включающего диагональный элемент. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. Специальный выпуск 2: 43-48.
3. Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние диагональных элементов набора бортового перекрытия на его местную прочность и весовые характеристики. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. 2023, № 70/71. – С. 67-80.

ВЛИЯНИЕ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ, ПОДКРЕПЛЕННЫХ ДИАГОНАЛЬНЫМИ БАЛКАМИ РАМНОГО НАБОРА, НА ЖЕСТКОСТЬ КОРПУСА СУДНА ПРИ КРУЧЕНИИ

Аносов А.П., Макарова Т.А., ДВФУ, Владивосток, Россия

Жесткость корпуса при кручении определяется жесткостью на сдвиг входящих в его состав перекрытий. Цель работы состоит в оценке влияния бортовых перекрытий с диагональными элементами рамного набора на сопротивление корпуса судна в целом деформациям при кручении. Выполненные расчеты показали, что жесткость на кручение корпуса судна с широким раскрытием палубы и двойными бортами при установке в последних диагональных балок рамного набора увеличивается приблизительно в три раза. В такой же мере уменьшаются углы закручивания корпуса.

Ключевые слова: кручение корпуса судна, жесткость корпуса на кручение, диагональные элементы рамного набора.

The rigidity of the hull under torsion is determined by the shear rigidity of the grillages included in its structure. The objective of the study is to evaluate the influence of side grillage with diagonal framing members on the overall resistance of the ship's hull to deformation under torsion. The calculations carried out have shown that the torsional rigidity of the ship's hull with large deck openings and double skin side increases approximately threefold when diagonal framing members are installed in the latter. At the same time, the torsion angles of the hull are reduced to a similar extent.

Keywords: torsion of the ship's hull, hull rigidity under torsion, diagonal framing members.

Жесткость корпуса при кручении определяется жесткостью на сдвиг входящих в его состав перекрытий.

Цель работы состоит в оценке влияния бортовых перекрытий с диагональными элементами рамного набора на сопротивление корпуса судна в целом деформациям при кручении. Эта оценка носит предварительный характер и потому для сокращения вычислений использована упрощенная, но общепризнанная методика расчетов на кручение тонкостенных открытых профилей [1]. Такой подход вполне приемлем, когда речь идет о сравнительных расчетах, при которых погрешности вычислений для сравниваемых объектов имеют одинаковый характер и величину.

Для анализа был использован отсек условного судна с полным раскрытием палубы в нескольких конструктивных вариантах. Все перекрытия – днище и второе дно, наружный и внутренний борта – приняты конструктивно одинаковыми и рассматриваются как пластины, эквивалентные перекрытиям с точки зрения сдвига. Отношение ширины отсека к высоте борта равно 2. В сравнительных расчетах угла закручивания отсека за базу принят исходный вариант его конструкции, т.е. с неподкрепленными диагональными балками бортовыми перекрытиями.

Ранее на примере аналогичного бортового перекрытия условного судна было показано, что сдвиговая деформация неподкрепленного перекрытия Δ после установки диагональных балок уменьшается в 4,82 раза до величины Δ' , т.е. $\lambda = \Delta/\Delta' = 4,82$.

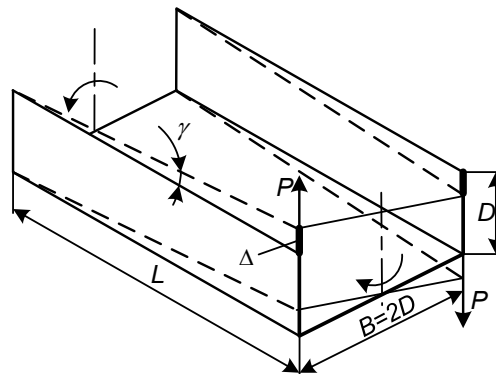


Рис. 1. Схема деформации отсека

Для перекрытия без диагональных балок, представленного эквивалентной пластиной толщиной δ и шириной b , угол сдвига в соответствии с законом Гука (см. также рис. 1) $\gamma_{II} = \tau/G = P/AG = \Delta/l$, где A и G – площадь поперечного сечения и модуль сдвига. После установки диагональных балок площадь сечения эквивалентной пластины увеличивается до величины A' и угол сдвига $\gamma'_{II} = P/A'G = \Delta'/l$. Надо иметь в виду, что ни A , ни A' не являются площадями сечений в буквальном смысле слова, а представляют собой эквивалент эффекта сопротивления сдвигу, который возникает вследствие установки того или иного набора. Отношение углов сдвига $\gamma_{II}/\gamma'_{II} = A'/A = \Delta/\Delta' = \lambda$, то есть $A' = \lambda A$ (1).

Угол закручивания тонкостенного открытого профиля [1], которым является отсек корпуса судна с широким раскрытием палубы, $\varphi_{OT} = M_K l / GI_{KOT}$, где $I_{KOT} = \alpha \sum I_{Ki}$ – момент инерции сечения отсека при кручении; $I_{Ki} = \delta_i^3 b_i / 3$ – моменты инерции при кручении отдельных пластин (перекрытий); δ_i и b_i – условные толщины и ширины пластин; α – коэффициент, учитывающий форму профиля отсека.

Имея в виду, что площадь сечения отдельной пластины (перекрытия) $A_i = \delta_i b_i$, ее момент инерции при кручении $I_{Ki} = A_i \delta_i^2 / 3$. Тогда для перекрытия с диагональными балками $I'_{Ki} = A'_i \delta_i^2 / 3$ или с учетом (1) $I'_{Ki} = \lambda A_i \delta_i^2 / 3 = \lambda \delta_i^3 b_i / 3 = \lambda I_{Ki}$ (2). Таким образом, момент инерции при кручении сечения отсека с установленными в бортовых перекрытиях диагональными балками $I'_{KOT} = \alpha \sum \lambda_i \delta_i^3 / 3$, где $\lambda_i = 1$ для днищевых перекрытий, а $\lambda_i = 4,82$ в рамках решаемой задачи для бортовых перекрытий.

Далее определены относительные углы закручивания $\psi = \varphi / \varphi' = I'_{KOT} / I_{KOT}$ при пяти различных конструктивных вариантах расчетных схем отсека (рис. 2).

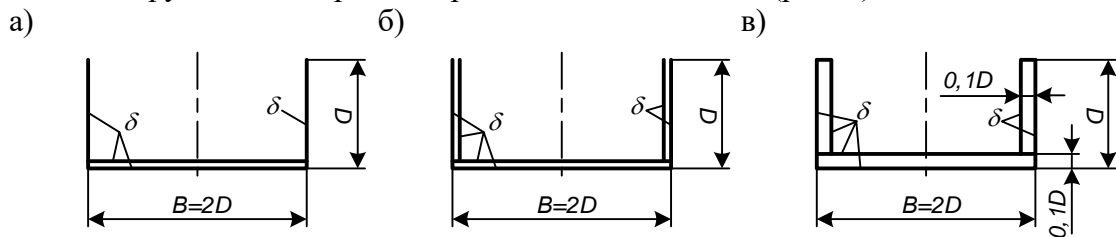


Рис. 2. Варианты конструкции отсека

Для двойных бортов и двойного дна рассматривались два варианта соединения входящих в их состав перекрытий – отсутствие соединения и жесткое соединение внутренним набором. На самом деле в силу конечной жесткости внутреннего набора соединение является податливым и результат расчетов лежит внутри указанного диапазона. Кроме того, рассмотрен вариант, когда двойное дно и двойные борта представлены тонкостенными замкнутыми профилями.

1. Одинарные борта и двойное дно (рис. 1, а). Днищевое перекрытие и перекрытие второго дна не связаны друг с другом. Опуская подробные вычисления, запишем отношение углов закручивания $\psi_1 = \varphi / \varphi' = I'_{KOT} / I_{KOT} = 2,27$.

2. Одинарные борта и двойное дно (рис. 1, а). Днищевое перекрытие и перекрытие второго дна жестко соединены друг с другом. Выполнив аналогичные расчеты, получим $\psi_2 = 1,43$. Значение ψ при одинарных бортах с учетом податливости междудонного набора лежит внутри диапазона 1,43-2,27.

3. Двойные борта и двойное дно (рис. 2, б). Днищевое перекрытие и перекрытие второго дна, а также наружный и внутренний борта не связаны друг с другом. Отношение $\psi_3 = 3,35$.

4. Двойные борта и двойное дно (рис. 2, б). Днищевое перекрытие и перекрытие второго дна, наружный и внутренний борта жестко связаны. Отношение $\psi_3 = 3,35$.

5. Двойные борта и двойное дно являются тонкостенными замкнутыми профилями (рис. 2, в). Отношение $\psi_3 = 2,98$.

Таким образом, для рассмотренного отсека при наличии двойных бортов установка диагональных балок рамного набора в перекрытиях наружного и внутреннего бортов приблизительно в 3 раза увеличивает жесткость корпуса при кручении, а при одинарных бортах – в 2 раза. Поскольку при расчетах априорно приняты некоторые условности, полученные результаты требуют экспериментального и расчетного подтверждения более точными методами. Такие задачи стоят в плане дальнейших исследований.

Литература:

1. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев, «Будівельник», 1970. – 308 с.

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ КОРПУСА МОДУЛЬНЫХ САМОПОДЪЕМНЫХ ПЛАТФОРМ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Антонов К.В., Гежа Д. В., Сергеева Ю. И., Щербаков И. В.,
ПКБ ПЕТРОБАЛТ, Санкт Петербург, Россия

Доклад знакомит с модульным типом платформ: их актуальности в настоящее время и преимуществами перед цельносварными. В докладе описывается методика разработки подхода к расчету корпуса платформы. Особое внимание уделено составлению алгоритма отбора «усиленных» и «стандартных» замков, а также определению несущей способности замка.

Ключевые слова: модульная самоподъемная платформа, ласточкин хвост, несущая способность, конечно-элементная модель, функция подмоделирования

The article introduces the modular type of platforms: their relevance at the present time and advantages over all-welded ones. The article describes the methodology for developing an approach to the calculation of the platform body. Special attention is paid to the compilation of an algorithm for selecting "reinforced" and "standard" locks, as well as determining the bearing capacity of the lock.

Key words: modular self-lifting platform, dovetail, load-bearing capacity, finite element model, submodeling function

Самоподъемные платформы - необходимый инструмент при возведении и обслуживании различных гидротехнических сооружений. Широкое распространение имеют два типа корпусов самоподъемных платформ: модульные и цельносварные.

Модульный тип корпусов имеет ряд преимуществ. Габариты блоков, из которых составляется платформа, обеспечивают простоту их транспортировки и хранения. С учётом отсутствия необходимости транспортировки внутренними водными путями, ширина корпуса модульной платформы может быть увеличена для повышения характеристик остойчивости.

Конструкция замковых устройств обеспечивает их сборку (разборку) в максимально короткое время с минимальным числом задействованного обслуживающего персонала. «Модульность» обеспечивает возможность создания как стандартной линейки проектов, так и индивидуальных проектов в сжатые сроки.

ООО ПКБ «Петробалт» является разработчиком проектов линейки модульных самоподъемных платформ грузоподъемностью от 100 до 600 т. На данный момент, комплект документов стадии ПДСП для платформы грузоподъемностью 250 т одобрен РКО. Идёт подготовка к строительству.

Для обеспечения надёжного соединения модулей, в ходе разработки проектов был выбран тип замка «ласточкин хвост» для обеспечения всех необходимых прочностных характеристик при заданных режимах эксплуатации, а также возможности сборки на плаву.

Основной задачей являлось создание оптимального подхода к расчету сборных модулей и замкового соединения платформы с учётом унифицированной конструкции для платформ различной грузоподъемности и формы корпуса.

Для обоснования формирования корпуса модульных платформ производятся расчеты платформы в целом (для основных режимов эксплуатации, в соответствии с требованиями Регистра, в том числе с учётом Правил плавучих буровых установок и морских стационарных платформ), посредством создания объёмной конечно-элементной модели.

Результатом расчета является, в том числе, массив реакций взаимодействия сборных модулей, соответствующий всем замковым соединениям для всех рассмотренных случаев.

Одной из дополнительных целей данной работы была выработка алгоритма определения соответствия знака и величины компонентов реактивных усилий и типа используемого замка: «усиленного» и «стандартного». Для решения данной задачи был выбран метод конечных элементов с применением функции подмоделирования и с учётом решения контактной задачи взаимодействия элементов замкового устройства.

Продолжением нашей работы является оптимизация расчетной модели платформы в целом, а также проведение натурных испытаний и анализ полученных результатов.

Литература:

1. «Правила классификации и постройки морских судов», Российское классификационное общество, 2020г.
2. «Правила классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ. Часть 2. Корпус», Российский Морской Регистр Судоходства, 2022 г.
3. Шиманский Ю.А. Справочник по строительной механике корабля. Том 1., Л.: Судпромгиз, 1958.

РАЗРАБОТКА РУКОВОДСТВА ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ИНТЕНСИВНОСТИ ИСПАРЕНИЯ ГРУЗА ИЗ ЕМКостей ДЛЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Бойко М.С., ФАУ «Российский морской регистр судоходства», Санкт-Петербург, Россия

Объектом исследования являются суда, предназначенные для транспортировки сжиженного природного газа наливом (далее – СПГ). Предметом исследования является расчетная температура корпусных конструкций судна, смежных с емкостью для хранения СПГ, а также максимальная величина интенсивности испарения СПГ из емкости в процессе транспортировки груза.

The object of the study is vessels designed for the transportation of liquefied natural gas in bulk (hereinafter referred to as LNG). The subject of the study is the calculated temperature of the hull structures of the vessel adjacent to the LNG storage tank, as well as the maximum intensity of evaporation of LNG from the container during cargo transportation.

Актуальность исследования подтверждается особыми требованиями к безопасности морской транспортировки СПГ, связанными с экстремально низкой температурой груза – около $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$, – а также интенсивным испарением жидкого груза с поверхности и соответствующим увеличением давления в емкости, которое происходит непрерывно как во время рейса, так и во время грузовых операций.

Правилами классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом (далее – Правила LG) [1] предусмотрена необходимость учета указанных выше особенностей при проектировании судна. В частности, в соответствии с п. 19.2.1 Части IV Правил LG категория стали корпусных конструкций должна выбираться на основании расчета температуры, в строгом соответствии с приведенными граничными условиями. Кроме того, в соответствии с п. 4.1.2 Части VI Правил LG производительность систем регулирования давления и температуры груза должна соответствовать максимально возможной в нормальной эксплуатации интенсивности испарения СПГ из всех емкостей. Таким образом, разработка Руководства Регистра по выполнению расчета температуры корпусных конструкций и интенсивности испарения груза из емкостей (далее – Руководство) является актуальной задачей.

При разработке Руководства Регистр использовал несколько источников, дополняющих друг друга и позволяющих объективно оценить мировой опыт выполнения расчетов применительно к реальным проектам судов для перевозки СПГ. Учитывались зарубежные и отечественные разработки в данной области. Использовался опыт технического наблюдения за проектированием и постройкой серии судов-газовозов проекта Ямал СПГ и Арктик СПГ 2 грузоподъемностью около 172 тыс. м³, опыт технического наблюдения за постройкой газохранилища вместимостью около 361 тыс. м³, а также судна-бункеровщика СПГ вместимостью около 5.8 тыс. м³. Кроме этого, учитывался прошлый опыт работы РС с технологическими партнерами: GTT и Bureau Veritas, – отечественные и зарубежные публикации в открытых источниках, учебники и монографии

Структура разработанного Руководства приведена в таблице. Предусмотрено выполнение расчетов с применением аналитического и численного методов. Учитываются следующие механизмы передачи тепла: теплопроводность и тепловая конвекция. Процесс передачи тепла является стационарным, температура груза не изменяется, а все материалы и вещества являются гомогенной средой.

В соответствии с Руководством, корпус судна разделяется на зоны стационарных тепловых потоков, т.е. областей конструкции, для которых величина потока и условия теплообмена остаются постоянными во времени. В рассматриваемых зонах выделяют замкнутые пространства, которые окружены непроницаемыми (условно) стенками и находятся в состоянии теплового баланса (теплового равновесия), см. рисунок. Для каждого замкнутого пространства записываются уравнения теплового равновесия, которые решаются относительно неизвестных значений температуры конструкций (стенок). Полученные равновесные значения температуры также позволяют определить величину результирующего суммарного теплового потока в емкость.

При разработке Руководства проводились тестовые расчеты для нескольких характерных типоразмеров судов-газовозов [2]. Расчеты показали, что величина теплового потока, полученная в соответствии с Руководством, близка к значениям, опубликованным в открытой печати отечественными и зарубежными авторами. Расчетная температура конструкции, полученная в соответствии с Руководством, близка к проектным значениям, принятым для тестовых судов. На

основании этого можно сделать вывод о том, что Руководство может быть предложено к внедрению в Правила LG. Ориентировочные сроки внедрения – I полугодие 2024 года.

Таблица 1. Структура Руководства

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	1.1 Основные определения
	1.2 Область распространения
	1.3 Основные допущения
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА	2.1 Величина теплового потока
	2.2 Коэффициент теплопроводности
	2.3 Коэффициент конвективной теплоотдачи
	2.4 Критерии подобия тепловых процессов
	2.5 Коэффициент обребрения поверхности
3. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТОВ	3.1 Аналитический метод расчета
	3.2 Численный метод расчета

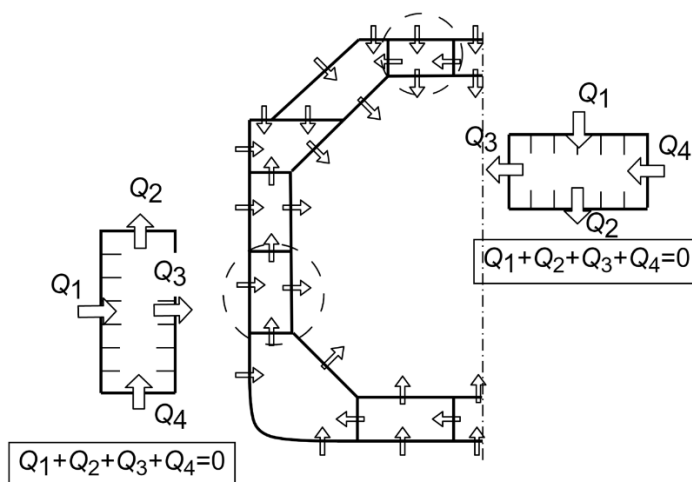


Рисунок 1. Тепловой баланс замкнутых (условно) пространств в корпусе судна
 Q_i – величина теплового потока через i -ую стенку

Литература:

1. Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Российский морской регистр судоходства, 2023.
2. Бойко М.С. Расчет теплового потока в корпусе судна-газовоза на основе аналитических методов теории теплообмена // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, №70/71, 2023. С. 88-100.

ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПРОЧНОСТЬ КРЕПЛЕНИЯ АНОДОВ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ПЛАТФОРМЫ «МОЛИКПАК»

Крыжевич Г.Б., СПбГМТУ, БГТУ «Военмех», Крыловский ГНЦ, Санкт-Петербург

В настоящей работе выполнены исследования ледовых режимов и ледовых нагрузок в обеспечение разработки проекта модернизации платформы «Моликпак» и анализа причин разрушения узлов крепления анодов к обшивке опорного основания. Выполненный анализ ледовых нагрузок выявил необходимость рассмотрения дополнительного сценария нагружения анодов вертикальными нагрузками. Показана значимость горизонтальных и вертикальных нагрузок для расчетов местной прочности и ресурса анодов.

In this work, studies of ice conditions and ice loads were carried out to support the development of a modernization project for the Molikpaq platform and to analyze the reasons for the destruction of the anode attachment points to the support base skin. The analysis of ice loads revealed the need to consider an additional scenario of loading anodes with vertical loads. The importance of horizontal and vertical loads for calculating the local strength and service life of anodes is shown.

В настоящей работе выполнены исследования ледовых режимов и ледовых нагрузок в обеспечение разработки проекта модернизации платформы «Моликпак», анализа причин разрушения узлов крепления анодов к обшивке опорного основания и разработки новой конструкции анодов с повышенной эксплуатационной надежностью. Методика выполнения работы включала:

- анализ характеристик ледового режима в районе установки платформы «Моликпак».
- анализ конструктивных особенностей платформы «Моликпак» и проектных нагрузок на аноды;
- более точную оценку горизонтальной и вертикальной компонент ледовой нагрузки на аноды от ровного льда и торосистых образований на основе известных нормативных документов (ISO/FDIS 19906:2019(E) International standard Petroleum and natural gas industries — Arctic offshore structures; Правила классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП); Свод правил СП 38.13330.2019 (СНиП 2.06.04-82*). Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов); API RP 2N. Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Structures and pipelines for Arctic Conditions. Second Edition, December 1, 1995. American Petroleum Institute, Washington, DC 20005; ГОСТ Р 58283-2018);

- оценку повторяемости ледовых воздействий на аноды, необходимую для оценки усталостного ресурса анодов.

В рамках анализа характеристик ледового режима получена новая информация по ледовой обстановке Охотского моря в целом, и северо-восточного шельфа о. Сахалин, в частности. Представлены численные оценки элементов ледового режима, характерные для района установки платформы «Моликпак» (ледообразование, толщина льда и ее сезонная изменчивость, параметры дрейфа, торосообразование и разрушение ледяного покрова, механические свойства льда, температура ровного льда, соленость ровного льда, плотность ровного льда, средние размеры ледяных полей).

На шельфе северо-восточного Сахалина в марте отчетливого преобладания льда определенной толщины в шельфовых нефтяных месторождениях не наблюдается. Распределение толщины льда по данным российских источников представлено на рисунке 1.



Рисунок 1 – Частота распределения толщин льда

В основном встречается лед толщиной 0,3...1,2 м. В апреле-мае лед толщиной 0,7...1,2 м

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

встречается в 54 % случаев, 1,2 м – в 18 %, 0,3...0,7 м – в 26 % случаев. Средняя толщина льда с учетом в ледовый сезон равна 65 см. Расчетная (максимальная) прочность льда в северо-восточной части шельфа Сахалина при одноосном сжатии в горизонтальном направлении 2,63 МПа, средняя прочность – 1,25 МПа. Максимальная прочность на одноосное сжатие образцов льда при приложении усилия перпендикулярно поверхности намерзания составляет 6 МПа, средняя прочность – 2,63 МПа.

Следует отметить относительно высокое значение средней прочности льда на одноосное сжатие, не соответствующее международному стандарту «Petroleum and natural gas industries — Arctic offshore structures ISO/FDIS 19906», где для северо-восточного шельфа о. Сахалин рекомендуется принимать среднее значение прочности, равное 2,4 МПа. Вместе с тем в некоторых работах отмечается тенденция к снижению суровости ледовых условий в Охотском море (рис. 2).

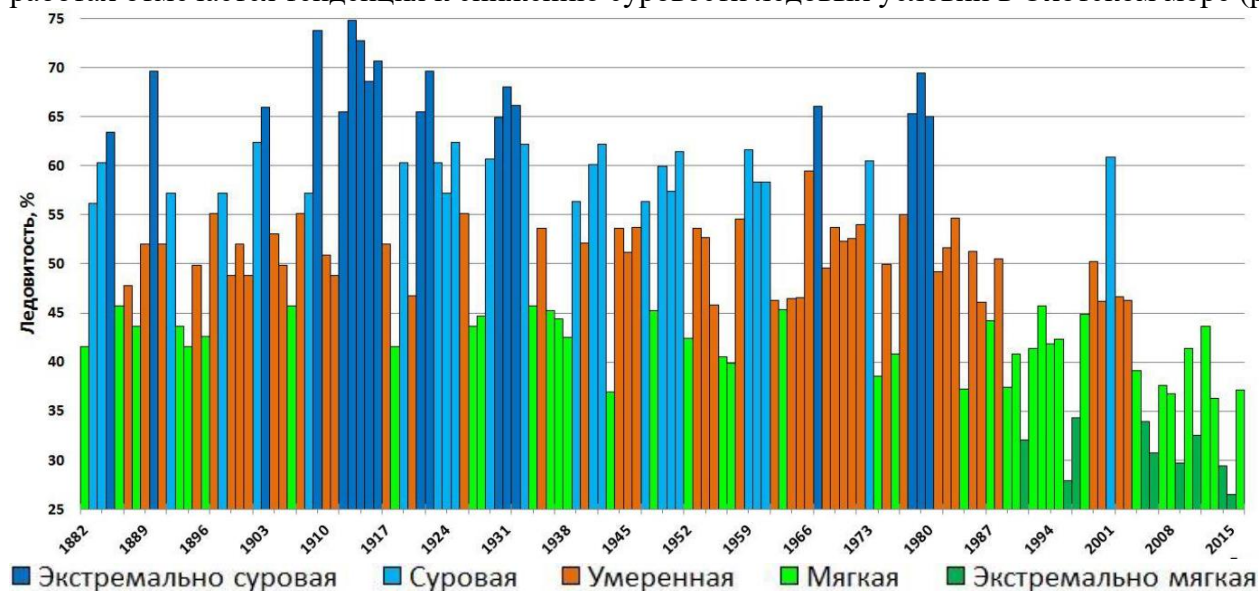


Рисунок 2 - Динамика ледовитости (характеристики суровости ледовых условий, равной наибольшей за год относительной площади акватории, занятой льдом любой сплоченности) в Охотском море за период с 1882 по 2016 г.г. (по данным В.А. Романюка)

Выполненный анализ ледовых нагрузок выявил необходимость рассмотрения дополнительного сценария нагружения анодов (всех без исключения) вертикальными нагрузками, возникающими при нагромождениях льда около платформы. В результате работы впервые получена методика расчета вертикальных ледовых нагрузок на аноды электрохимической защиты (ЭХЗ), расчеты по которой показали значимость этой категории внешних сил для корректного выполнения расчетов местной прочности и ресурса анодов. Расчеты также продемонстрировали близость нагрузок, принятых при в проекте модернизации платформы «Моликпак», к результатам расчетов по модифицированной методике международного стандарта ISO/FDIS 19906 и удовлетворительное согласование их с результатами оценок, полученных с использованием других нормативных документов. Для оценки усталостной долговечности узлов закрепления анодов найдено вероятностное распределение локальных ледовых давлений на аноды. Даны рекомендации по оценке параметров этого распределения.

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ХРУПКИХ И ВЯЗКИХ РАЗРУШЕНИЙ СУДОВ И МОРСКИХ СООРУЖЕНИЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ШЕЛЬФА И ВОПРОСЫ ИХ РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ

Крыжевич Г.Б., СПбГМТУ, БГТУ «Военмех», Крыловский ГНЦ, Санкт-Петербург

Выполнен критический анализ принятых в настоящее время методов предотвращения низкотемпературных хрупких разрушений конструкций. Даются рекомендации по коренному пересмотру методов расчета прочности конструкций, а также нормативных требований к вязкой и хрупкой прочности конструкций в низкотемпературных условиях, обеспечивающему повышение эксплуатационной безопасности арктических судов и морских платформ и снижение их материалоемкости.

A critical analysis of currently accepted methods for preventing low-temperature brittle failures of structures is performed. Recommendations are given for a radical revision of methods for calculating the strength of structures, as well as regulatory requirements for the ductile and brittle strength of structures in low-temperature conditions, ensuring an increase in the operational safety of Arctic ships and offshore platforms and a reduction in their material consumption.

Предотвращение низкотемпературных хрупких разрушений конструкций возможно только на основе комплексного подхода с обеспечением выполнения следующих основных требований:

- к конструированию, выполнению расчетов прочности и технологии строительства судов и сооружений;
- к свойствам используемых материалов и сварных соединений (хладостойкости и сопротивления хрупкому разрушению), контролируемых путем сертификации материалов и технологий сварки.

К сожалению, в настоящее время специальные требования к конструированию и к выполнению расчетов прочности судов и морских сооружений, эксплуатируемых в низкотемпературных условиях (арктические температуры соответствуют диапазону -от минус 30° до минус 60°C), отсутствуют, хотя для их разработки имеются веские основания, связанные с экономической целесообразностью и с обеспечением, эксплуатационной безопасности [1-3].

При сертификации материалов сравнивается информация по фактической хладостойкости листового проката с нормативными требованиями. Такая информация может быть получена в рамках программы испытаний, проводимых для получения Свидетельства о признании изготовителя Российским морским регистром судоходства (РМРС). В соответствии с «Правилами» РМРС, в основу сертификации положено определение температурной зависимости работы разрушения при ударном изгибе образцов Шарпи KV(T). По этой зависимости, в частности, принимается решение об одобрении стали РМРС с указанием температурной категории (в частности, “D” для температур не ниже -20°C, “E” для -40°C, “F” для -60°C). Именно по этой температурной категории, а также по категории ответственности конструкции и толщине проектанты часто выбирают сталь для арктических объектов, т.е. на основе температурной зависимости показателя KV или, что считается допустимым, по его минимальному нормируемому значению.

Однако работа удара не является исчерпывающим показателем хладостойкости. К важнейшим ее характеристикам следует отнести, в частности, трещиностойкость (параметр CTOD) и температуру торможения трещины. Поэтому при аттестации стального проката его подвергают и другим испытаниям, например, по определению температур вязко-хрупкого перехода по методикам Ткб и NDT и ИПГ, а также по определению параметра CTOD. При получении результатов этих испытаний, соответствующих требованиям раздела правил РМРС «Стали для конструкций, работающих при низких температурах» (подраздел 3.5.2.5 части XIII «Материалы»), стали может быть присвоен индекс «Arc» (свидетельство о более высоком уровне сертификации) с указанием нижней температуры выполнения требований.

В зарубежной практике проектирования ответственных конструкций арктической техники принята разработка отдельных спецификаций на стали, содержащие дополнительные (по отношению к международным стандарта и традиционным документам классификационных обществ) требования к его характеристикам (в том числе регламентация CTOD, дополнительные требования по торможению трещин, повышенные требования по KV, дополнительные требования по торможению трещин). В частности, практикуются испытания по методике ESSO (Brittle Crack Arrest steels) для оценки способности стали к торможению хрупких трещин. В России наблюдается попытка введения подобных испытаний, однако ныне отсутствует уникальное оборудование для проведения таких

трудоемких тестов. При создании отечественных объектов такая практика отсутствует, что повышает вероятность наиболее опасных при эксплуатации разрушений.

Важнейшим элементом обеспечения безопасности и низкотемпературной прочности является введение в отечественную практику требований по определению свариваемости сталей, осуществленное несмотря на отсутствие ГОСТа по испытаниям на свариваемость. При этом регламентируются технологии сварки с погонной энергией более 5 кДж/мм без оценки реальной осуществимости нормативных требований по достижению приемлемой хладостойкости металла сварного соединения для температур до –60 градусов.

На основе изложенного выше можно сделать следующие практические выводы:

- современные стали с ультрамелкодисперсной структурой неизбежно являются высокопрочными и весьма трещиностойкими. Их минимальный предел текучести не бывает ниже 400 МПа. Рациональное значение предела текучести обычно лежит в диапазоне 460 - 500 МПа. Требуемый уровень хладостойкости конструкций из этих сталей может быть достигнут и при более высоких пределах текучести (690 МПа и более). Этот факт позволяет получать (не снижая эксплуатационной безопасности арктических сооружений) низкие уровни металлоемкости конструкций и существенно компенсировать затраты на металлургическое производство сталей с такой структурой;

- снижение уровня металлоемкости конструкций невозможно без коренного пересмотра методов расчета прочности конструкций, а также нормативных требований к вязкой и хрупкой прочности конструкций в низкотемпературных условиях; методические основы таких расчетов изложены в работах [1-2];

- снижение толщины конструкции при использовании высокопрочных сталей и рациональных приемах конструирования потенциально ведет не к снижению, а к повышению эксплуатационной безопасности, так как излишняя толщина приводит к неблагоприятному изменению структуры в зонах сварных швов, существенному возрастанию температуры вязко-хрупкого перехода, к увеличению вероятности появления производственных дефектов при переработке металла в сооружение. При пониженных толщинах сокращается трудоемкость изготовления конструкций.

Литература:

1. Крыжевич Г. Б. Прочность толстолистовых сварных конструкций судов и океанотехники в арктических условиях. - Труды Крыловского государственного научного центра. 2017; 2(380).
2. Крыжевич Г. Б. Усталостная прочность стальных конструкций в низкотемпературных условиях. - Морской вестник. 2017; специальный выпуск №1(13).
3. Ильин А.В., Филин В.Ю. Обоснование требований к материалу корпусных конструкций судов и морских технических сооружений по критерию хладостойкости. – Труды Международной научно-технической конференции RAO/CIS Offshore 2023, Рестек.

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОЙ НАДЕЖНОСТИ СУДОКОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ФЕРРИТО-ПЕРИТНЫХ СТАЛЕЙ С МАКРОТРЕЩИНАМИ ПО СТРУКТУРНЫМ И МЕХАНИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Молоков К.А., Новиков В.В., ДВФУ, Владивосток, Россия

Надежность конструкций судового корпуса напрямую связана с критической плотностью повреждений и их величиной. В условиях волнения и вибраций корпус испытывает циклические нагрузки с разными частотами и амплитудами, поэтому его эксплуатация в жизненном цикле судна практически маловероятна без повреждений в виде возникающих микро и макротрещин трещин. Актуальной задачей остается определение плотности повреждений или их величины, необходимых для оценки момента начала катастрофического разрушения.

В работе представлена зависимость для расчета предельного (критического) повреждения (размера макротрещины) на базе известных основных механических характеристик и параметров структуры металла. Она позволяет также оценить влияние на предельное состояние таких важных характеристик, как коэффициенты упрочнения и Пуассона, предел текучести и эффективный диаметр зерна материала.

Ключевые слова: Корпусная конструкция, критическая макротрещина, КИН, пороговый коэффициент интенсивности напряжений, диаметр зерна, коэффициент упрочнения, феррито-перлитная сталь

The reliability of the ship's hull structures is directly related to the critical damage density and their magnitude. In conditions of excitement and vibrations, the hull experiences cyclic loads with different frequencies and amplitudes, therefore its operation in the life cycle of the vessel is almost unlikely without damage in the form of emerging micro and macro cracks. An urgent task remains to determine the damage density or their magnitude, which is necessary to assess the moment of the onset of catastrophic destruction.

The paper presents a dependence for calculating the limiting (critical) damage (size of a macrofracture) based on the known basic mechanical characteristics and parameters of the metal structure. It also allows us to evaluate the effect on the limiting state of such important characteristics as the hardening and Poisson's coefficients, yield strength and effective grain diameter of the material.

Keywords: Body structure, critical macrofracture, KIN, threshold stress intensity coefficient, grain diameter, hardening coefficient, ferrite-pearlite steel

Постановка проблемы. Известно, что в судокорпусных сварных конструкциях со временем появляются повреждения в виде усталостных трещин. Они, как правило, берут свое начало от концентраторов напряжений, в частности, от сварных швов и др.[1]. В жестких точках, где имеются сварные швы, трещины могут распространяться вдоль них (продольная трещина) в области зоны термического влияния (ЗТВ), имеющей наименьшую трещиностойкость или усталостную прочность (рис. 1).

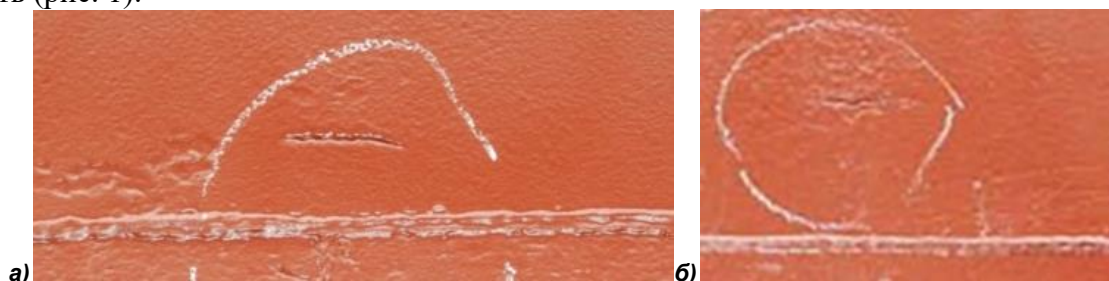


Рис. 1. Трещины в наружной обшивке в ЗТВ сварных соединений т/х «Ладога» [4]

Под влиянием температурно-деформационных циклов в ЗТВ как структурные, так и механические характеристики после сварки будут значительно отличаться от характеристик основной стали. Поэтому, с точки зрения адекватности расчетов, для определения критической длины $L_{кр}$ продольной сквозной трещины в ЗТВ необходимо иметь зависимости, базирующиеся на структурных и механических входных данных. Поиск одной из таких зависимостей и является целью данной работы.

Следует отметить, что по мере эксплуатации конструкций происходит деградация характеристик стали. Это дополнительно приводит к ухудшению характеристик ее трещиностойкости, учесть которое представляется возможным только с учетом оценки параметров ее структуры [3]. Таким образом, представляется необходимым установить взаимосвязь критической длины трещины $L_{кр}$ с характеристиками металла, имеющими склонность к изменению в процессе старения.

Основные результаты. Несомненно, привлекательным является непосредственное вычисление критической длины трещины без наличия известных значений предела выносливости и $K_{1с}$. На практике такая возможность удобна, так как позволяет сразу определить известную длину

существующей трещины относительно её расчетного критического размера $L_{кр}$. Кроме того, это даст возможность проанализировать влияние основных структурных и механических характеристик на $L_{кр}$. Существуют различные подходы и возможности для определения этой длины [1, 2, 4], например, в одном из источников рассмотрен подход, основанный на структурно деформационном критерии начала критического разрушения. Однако предложенная зависимость существенно чувствительна к входящим значениям параметров, в частности к коэффициенту Пуассона [4]. По этой причине использование данного подхода на практике может быть затруднено.

Примем следующие допущения и формализуем задачу:

1) Для простоты выводов положим, что предел выносливости равен пределу текучести. Данное условие, как показывает анализ, не является обязательным.

2) Для пороговой характеристики будем считать, что источником микроскола является субмикротрещина у границы действительного зерна, а напряжение микроскола при истинной деформации $e = 1$ возрастает в 1,618 раз от напряжений микроскола при $e = 0$.

3) Главные моды фрагментов для феррито-перлитных сталей, согласно предыдущему пункту, составляют в 2,618 меньше среднего диаметра зерна и являются константой в рамках полученных выводов.

4) Критический скачек макротрещины происходит при значении K_{1c} и для феррито-перлитных сталей составляет 0,618 диаметра зерна.

Принимая во внимание принятые допущения и основываясь на концепции критической плотности упругой энергии деформации, предложенной в модели Дж. Си [2], будем считать правомерным следующее обстоятельство. Отношение квадратов порогового и критического коэффициентов интенсивности напряжений обладает пропорциональностью по отношению величин, соответствующих им длин трещин в начальной (пороговой) и конечной (критической) стадии её стабильного развития. Тогда полудлина критической сквозной макротрещины при условии плоской деформации в ее вершине может быть представлена зависимостью:

$$L_{кр} = \frac{4,944}{(2\mu - 1)^2} \left(\frac{4,6113(m + 1)(1 - 2\mu) \cdot d_g^{\frac{(m-1)}{(2m+2)}}}{\left(\frac{(m + 1)(2\mu - 1)}{\sqrt{3}} + 1 \right) \cdot \sigma_{0,2}} \right)^{\frac{1+m}{m}}, \quad (1)$$

где m – показатель степенного упрочнения стали; μ – коэффициент Пуассона; d_g – средний диаметр зерна стали, m ; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести стали, МПа.

Нетрудно заметить, что зависимость приобретает неопределенность 0/0 при $\mu = 0,5$. Это представляется логичным, так как такое значение сталь приобретает в полностью пластическом состоянии. Поэтому говорить о критической трещине для такого материала нет смысла. Все аргументы, входящие в эту формулу, в некотором роде взаимосвязаны физически, но для разных марок феррито-перлитной стали они могут варьироваться. Это может характеризовать ту, или иную сталь, как обладающую большей сопротивляемостью к окончательному разрушению. В то же время необходимо отметить, что длительность стадий разрушений в целом зависит не только от конечной длины критической трещины, но и от скорости продвижения (скорости развития) трещины на этапах ее роста. Поэтому однозначно не стоит связывать отмеченное обстоятельство с сопротивляемостью развитию трещины в процессе разрушения

Взаимосвязь между пределом текучести стали и средним диаметром зерна может быть получена на основе известного выражения Холла-Петча по экспериментальным данным феррито-перлитных сталей обычной и средней прочности. Заменяя в (1) $\sigma_{0,2}$ на зависимость Холла-Петча, будем иметь, что фактически $L_{кр}$ определяется некоторыми микрофизическими константами материала σ_0 – сопротивлением деформированию монокристалла, k – коэффициентом Холла-Петча, d_g и m . Так как структурно-механическая модель справедлива для областей мезоуровня, то и преобразованное выражение (1) будет справедливо только в области зерно-граничного упрочнения, т.е. когда $k > 0$.

Заключение. Полученная формула в виде (1) отражает зависимость влияния основных концептуальных характеристик и параметров, участвующих в структурно-механической модели, на

размер критической макротрещины. Она интересна тем, что позволяет проанализировать, а в некоторых случаях - и спрогнозировать наилучшие комбинации значений характеристик t , μ , d_g и $\sigma_{0,2}$ сталей, отличающиеся большими $L_{кр}$, в том числе для прогнозирования остаточного ресурса судна с большими макротрещинами в условиях состарившихся феррито-перлитных сталей судового корпуса. В дальнейшем предполагается развитие дальнейших исследований, анализ и оценка снижения несущей способности судового корпуса с трещинами в зонах термического влияния сварных швов судовых конструкций, и в том числе, с учетом старения стали.

Литература:

1. Казанов Г.Т., Новиков В.В., Турмов Г.П. Концентрация напряжений и другие особенности напряженного состояния судовых корпусных конструкций. Монография. - Владивосток: ДВФУ, 2014. 178 с.
2. Матохин Г.В., Горбачев К.П. Инженеру о сопротивлении материалов разрушению. Монография. - Владивосток: Дальнаука, 2010. 281 с.
3. Молоков К.А., Новиков В.В., Антоненко С.В. Повреждаемость судовых конструкций и основы построения математической модели оценки трещиностойкости конструкционных сталей. Труды Крыловского государственного научного центра, 2022; Специальный выпуск 1: 46–54.
4. Молоков К.А. и др. Аналитический метод определения критической длины трещин в судовых конструкциях на основе структурно-деформационного анализа / К.А. Молоков, А.И. Мамонтов, В.В. Новиков, А.П. Герман // Морские интеллектуальные технологии. – 2020. – № 2-1(48). – С. 56-63. – DOI 10.37220/МИТ.2020.48.2.058. – EDN AAXCGQ.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ ПРОЦЕДУР В ОЦЕНКЕ НЕЛИНЕЙНЫХ
ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК НА КОРПУС СУДНА**

Мудрик Р.С., Родионов А.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Рассматриваются подходы для учета вклада нелинейных волновых нагрузок в долгосрочный отклик изгибающего момента. Используется система уравнений продольной качки с учетом введения различного характера нелинейностей. На основе полученных временных рядов откликов динамической системы производится оценка вклада введенных в систему нелинейных слагаемых в долгосрочные распределения, с использованием вычислительных техник восстановления формул функций (SINDy) и декомпозиции мод (DMD) распределенной волновой внешней нагрузки.

Approaches are considered to account for the contribution of nonlinear wave loads to the long-term response of the bending moment. A system of longitudinal pitching equations is used, taking into account the introduction of different types of nonlinearities. Based on the obtained time series of responses of the dynamic system, the contribution of the nonlinear terms introduced into the system to the long-term distributions is assessed using computational techniques for reconstructing function formulas (SYNDy) and dynamic mode decomposition (DMD) of a distributed wave external load.

Линейная теория качки, применяемая для оценки волновых нагрузок, базируется на допущении о малости амплитуды волн, при этом смоченная поверхность корпуса остается постоянной и учитывается лишь изменение гидростатического давления ниже поверхности тихой воды. На больших волнах смоченная часть корпуса может значительно меняться по мере прохождения волновых последовательностей. Возникают дополнительные нелинейные нагрузки, например на носу, корме, палубе и надстройке, которые связаны не только с нелинейной качкой, но и деформируемостью корпуса. Их учет необходим при нормировании прочности судов. В работе рассматриваются подходы для учета вклада нелинейных волновых нагрузок на нерегулярном волнении в долгосрочный отклик изгибающего момента. Актуальность работы связана с необходимостью совершенствования подходов определения волновых давлений при анализе местной и общей прочности конструкции корпуса судна с помощью прямых методов расчета, в частности метода конечных элементов [1]. Цель работы состоит в поиске вычислительных техник обработки временных рядов откликов нелинейных динамических систем, позволяющих оценить вклад нелинейных нагрузок в долгосрочные распределения по полновероятностной схеме. Для достижения этой цели, предложена процедура, реализации которой на примере эквивалентного бруса представлена в виде следующих этапов:

- разработка численной модели процесса качки судна с учетом нелинейных эффектов от непрямолинейности обводов корпуса судна и заливаемости палубы в плоской постановке на встречном нерегулярном волнении с помощью аналитических зависимостей на основе классической системы уравнений продольной качки судна [2];
- разложение эпюр нелинейной распределенной волновой нагрузки на эквивалентный брус корпуса судна, с помощью расширенного метода декомпозиции мод [5] и их представление в виде аналитических зависимостей, полученных из временных рядов, с помощью метода разряженной идентификации нелинейной динамики (SINDy) [6];
- оценка вклада учтенных нелинейных эффектов в долгосрочные распределения волнового изгибающего момента по полновероятностной схеме [3, 4], применяемой в правилах международных классификационных обществ [7, 8].

Предложенная процедура реализована в программном продукте, составленном на языке программирования Python [9]. Выполненная серия расчетов показала работоспособность процедуры и продемонстрировала ее гибкость по отношению к характеру учитываемых нелинейных эффектов при численном моделировании. Дальнейшее развитие этой процедуры представляется перспективным направлением для исследования нелинейных эффектов при качке на волнении, что позволит расширить и модифицировать существующие в Правилах международных классификационных обществ перечни расчетных волновых случаев [7, 8].

Литература:

1. Hughes, O. F., Baeghin, D., Paik, J. K., & Society of Naval Architects Marine Engineers Content Provider. (2010). Ship structural analysis and design. Society of Naval Architects and Marine Engineers
2. Семенов-Тянь-Шанский В. В., Благовещенский С. Н., Холодидин А. Н. Качка корабля. Л., Судостроение, 1969
3. Короткин Я.И., Рабинович О.Н., Ростовцев Д.М. Волновые нагрузки корпуса судна. – Л.: Судостроение, 1987, 235 с.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

4. Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение прямых методов расчета к определению волновых внешних нагрузок для оценки прочности корпуса судна, Морские интеллектуальные технологии. 2023. No 3 часть 2
5. Brunton, Steven & Proctor, Joshua & Kutz, J.. (2015). Discovering governing equations from data: Sparse identification of nonlinear dynamical systems. Proceedings of the National Academy of Sciences. 113. 3932–3937.
6. Brunton SL, Kutz JN. Data-Driven Dynamical Systems. In: Data-Driven Science and Engineering: Machine Learning, Dynamical Systems, and Control. Cambridge: Cambridge University Press; 2019:229-275.
7. DNV, RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 3, Edition July 2021
8. IACS, Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, Edition 01 January 2022
9. Pauli Virtanen, et al. SciPy (2020) 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python. Nature Methods, 17(3), 261-272.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БЕССЕТОЧНЫХ ПРОЦЕДУР ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ЛЬДА В УСЛОВИЯХ КВАЗИСТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Родионов А.А., Рябушкин С.В., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В докладе представлены основные аспекты разработки прикладной модели механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий для последующего моделирования его силового взаимодействия с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин. Модель разработана на базе парадигмы бессеточных методов и современных подходов механики повреждаемых сред.

The report presents the main aspects of the development of an applied model of the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences for subsequent modeling of its force interaction with parts and structures of ice-resistant structures and machines. The model is developed on the basis of the paradigm of mesh-free methods and modern approaches to the mechanics of damaged media.

В настоящее время наблюдается интенсивное освоение арктических территорий, что стимулирует увеличение объемов строительства ледоколов и судов ледовых классов, транспортных средств, добычных платформ, специализированных сооружений для продолжительной эксплуатации в тяжелых ледовых условиях. Практический опыт показывает, что ледовые нагрузки с точки зрения обеспечения прочности являются определяющими, из чего следует необходимость их корректного определения для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации перечисленных сооружений.

Традиционно для оценки ледовых нагрузок на базе опыта эксплуатации разрабатываются специальные нормативные документы. Результатом такого подхода являются консервативные оценки с достаточно упрощенными схемами приложения к сооружениям. Другой вариант состоит в применении аналитических моделей взаимодействия тел и сред со сложной реологией, например, 'гидродинамической' модели [1]. Тем не менее, указанные модели имеют следующие проблемные места:

- не до конца исследованы процессы разрушения льда в зоне смятия, определяющие пиковые давления;
- сложно учесть все сценарии нагружения и динамику взаимодействия объекта со льдом и др.

В свою очередь численное моделирование потенциально расширяет возможности оценки ледовых нагрузок и анализа протекающих при этом процессов. Однако на сегодняшний день единой общепризнанной модели, учитывающей особенности поведения под нагрузкой такого материала, как лед, не существует. В этой связи построение и реализация подобного рода моделей является необходимым условием для эффективного решения задач прикладной механики льда, соответствующих современному уровню развития численных методов и имеющихся вычислительных возможностей.

В настоящем докладе представлены основные аспекты разработки прикладной модели механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий для последующего моделирования его силового взаимодействия с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин. Модель разработана на базе парадигмы бессеточных методов и современных подходов механики повреждаемых сред. В рамках работы [5]:

- произведена адаптация и настройка перспективного бессеточного метода сглаженных частиц Галеркина (*Smoothed particle Galerkin, SPG*) [2] применительно к задачам прикладной механики льда, характеризующимися интенсивным разрушением, крошением и разрывами материала;
- по результатам комплексного анализа моделей разрушения, произведена адаптация модели динамического разрушения Джонсона-Холмквиста (*Johnson-Holmquist damage model, JH-2*) [3] для описания механического поведения льда на всех стадиях работы: упругое и пластическое деформирование; инициализация, накопление и распространение повреждений; поведение полностью разрушенного материала;
- произведен учет гидростатического сжимающего давления, скорости деформации, а также температуры, пористости и солёности как основных факторов, напрямую влияющих на механические характеристики льда [4].

На первом этапе в рамках разработанной математической модели выполнено численное моделирование комплекса стандартных механических испытаний ледовых образцов в

квазистатическом режиме для различных скоростей деформации (скорость сжатия не превышает 0,1 м/с) [5]:

- квазистатическое одноосное сжатие;
- квазистатическое трехосное сжатие;
- испытания на статический изгиб.

На втором этапе выполнено численное моделирование *динамического* одноосного сжатия ледовых образцов со скоростью порядка 10 м/с [5].

Полученные кривые деформирования (в терминах ‘сила-перемещение’) и картины разрушения стандартных ледовых образцов при проведении перечисленных испытаний согласуются с экспериментальными наблюдениями, что подтверждает корректность выбранного подхода к описанию механического поведения льда на базе парадигмы бессеточных методов вычислительной механики [5].

В результате моделирования отклика льда при квазистатических и динамических нагрузках подтверждено, что скорость деформации является одним из главных факторов, влияющих на механическое поведение льда. При этом показано, что поведение материала (льда) в условиях скоростного деформирования (со скоростью порядка м/с) отличается от поведения того же материала в квазистатическом случае на качественном уровне и, строго говоря, не может быть объяснено традиционными квазистатическими моделями (в т.ч. классическими моделями разрушения) с поправкой на ‘коэффициент динамичности’.

Разработанная численная модель после более обширной валидации на апробированных тестовых задачах может найти применение для моделирования силового взаимодействия льда с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин.

Литература:

1. Andryushin, A.V., Ryabushkin, S.V., Voronin, A.Y., Shapkov, E.V. Sharp Profile for Icebreaking Propellers to Improve Their Ice and Hydrodynamic Characteristics. *J. Mar. Sci. Eng.* 2022, 10, 742.
2. Wu C. T., Guo Y., Hu W. An Introduction to the LS-DYNA Smoothed Particle Galerkin Method for Severe Deformation and Failure Analyses in Solids. 13th International LS-DYNA Users Conference Session: Fluid Structure Interaction, 2014.
3. Johnson G. R., Holmquist T. J. An improved computational constitutive model for brittle materials. *AIP Conference Proceedings*, 1994, Vol. 309, Issue 1.
4. Weeks W.F. *On sea ice*. University of Alaska Press, Fairbanks, Alaska, 2010.
5. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Численное моделирование механического поведения льда при квазистатических и динамических нагрузках *Морские интеллектуальные технологии*. 2023. № 4 часть 1, С. 99—105. DOI: 10.37220/MIT.2023.62.4.051.

ПОИСКОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПД ПО ТРЕБОВАНИЯМ К ПРОЧНОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ОБЩЕМ ПРОДОЛЬНОМ ИЗГИБЕ ДОКА

Тряскин В.Н.¹, Иванова Д.Т.¹, Булкин В.А.²

¹СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

²АО «ЦМКБ «Алмаз», Санкт-Петербург, Россия

В работе рассматривается постановка оптимизационно-поисковой задачи применительно к проектированию корпусных конструкций плавучих доков по требованиям к общей продольной прочности и устойчивости.

The paper considers the formulation of an optimization and search task in relation to the design of hull structures of floating docks according to the requirements for overall longitudinal strength and stability.

В настоящее время в судостроительной области активно используются средства автоматизированного проектирования, в том числе проектирование корпусных конструкций.

В связи с этим, в представленной работе рассматривается постановка оптимизационно-поисковой задачи применительно к проектированию корпусных конструкций плавучих доков по требованиям к общей продольной прочности и устойчивости.

Проектирование элементов конструкций корпуса дока, обеспечивающих его общую продольную прочность и устойчивость при общем продольном изгибе дока в расчетных случаях эксплуатации (при доковых операциях) – это завершающий этап процесса параметрического проектирования конструкций корпуса дока. Значения конструктивных параметров, полученные при выполнении процедур на предшествующих этапах – в процессе проектирования конструкций корпуса по требованиям к местной прочности, прочности и устойчивости при общем поперечном изгибе корпуса дока, используются здесь в качестве исходных.

Влияние требований к общей продольной прочности корпуса дока увеличивается с ростом длины (грузоподъемности) дока. Эти требования обычно регламентируют толщины топ-палубы и верхних участков стенок башен – **монолитных** доков, а также днища и нижних участков стенок башен – **понтонных** доков. Эти требования могут привести к необходимости применения для этих конструкций сталей повышенной прочности.

Требования к устойчивости при общем продольном изгибе главным образом влияют на результаты проектирования конструкций в средней части дока, где расчетные изгибающие моменты являются наибольшими.

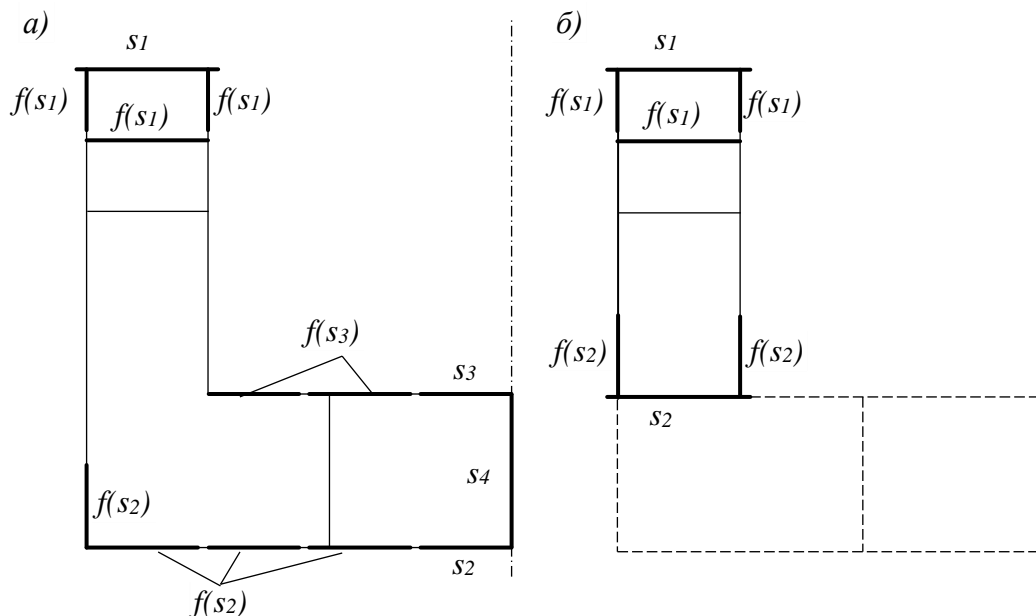


Рис. 1. Связи корпуса дока, участвующие в обеспечении общей продольной прочности:

а) монолитный док; б) понтонный док

У **монолитных доков** требования к устойчивости могут быть определяющими при проектировании листовых и балочных элементов конструкций топ-палубы, верхних участков башен. Конструкции наружной обшивки, продольных переборок и стапель-палубы понтона также необходимо проверять устойчивость, особенно при поперечной системе набора этих конструкций.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

Поскольку в обеспечении общей продольной прочности **понтонных доков** участвуют главным образом продольные связи башен дока, требования к устойчивости могут определять размеры конструктивных связей настилов палуб, стенок и днища башен дока. Особенно серьезные проблемы могут возникать при обеспечении устойчивости конструкций башен при поперечной системе набора (даже у доков небольшой грузоподъемности).

В общем случае постановка задачи оптимизационно-поискового проектирования конструкций корпуса дока по требованиям к общей продольной прочности сводится к минимизации площади поперечного сечения дока, при варьируемых параметрах:

- для монолитного дока: толщины топ-палубы и днища понтона;
- для понтонного дока: толщины топ-палубы и днища башен.

В работе представлена полная постановка задачи и ее тестирование в среде MS Excel.

Литература:

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.
2. Металлические плавучие доки. М.А. Ловягин и др., 1964 г.
3. Методология автоматизированного проектирования конструкций корпуса судна, диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук В.Н. Тряскин, 2007 г.

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ И КОНСТРУКТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ПЕРЕБОРОК СУДОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ

Тряскин В.Н., Дехтярь И. В., Рюмин С. Н., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

На судах для перевозки навалочных грузов установка гофрированных переборок одно из самых распространенных конструктивных решений. Проектирование оптимальной гофрированной переборки – сложный итерационный процесс, требующий необходимых навыков конструктора и разработки специального программного обеспечения.

Рассматривается геометрическое и конструктивное моделирование поперечных гофрированных переборок судов для перевозки навалочных грузов для решения задач проверочного и проектировочного расчета применительно к системе автоматизированного проектирования «САПР-К».

On ships for transportation bulk cargo the installation of corrugated bulkhead is one of the most common design solutions. Designing an optimal corrugated bulkhead is a complex iterative process that requires the necessary designers skills and the development of special software.

The geometrical and constructive modeling of transverse corrugated bulkheads of bulk carriers is considered to solve the problems of verification and design calculations in relation to the computer-aided system «SAPR-K».

Гофрированные переборки нашли широкое применение на судах для перевозки навалочных грузов, в связи со снижением трудоемкости процесса зачистки грузовых трюмов от остатков груза и упрощением обслуживания таких конструкций.

Основным нормативным документом для проверки прочности/параметрического проектирования конструкций судов для перевозки навалочного груза длиной более 90 м является Общие Правила МАКО (CSR) [1]. В Правилах Российского морского Регистра судоходства [2] также представлены требования к гофрированным переборкам балкеров.

Правилами МАКО регламентируется значительное количество расчетных случаев загрузки грузовых трюмов судов для навалочных грузов, что обуславливает высокую трудоемкость проектирования конструкций корпуса судна, в том числе и конструкций поперечных переборок. Для решения задач проектирования конструкций на основе требований Правил МАКО требуется наличие специализированного программного обеспечения.

Такое программное обеспечение включено в состав автоматизированной системы «САПР-К» [3], разрабатываемой на кафедре Конструкции и технической эксплуатации судов СПбГМТУ. Программное обеспечение системы «САПР-К» обеспечивает решение большинства задач автоматизированной подготовки данных для организации параметрического проектирования конструкций корпуса судна. Задачи геометрического и конструктивного моделирования конструкций гофрированных переборок следует отнести к наиболее сложным.

Под **геометрическим моделированием** понимается формирование геометрических моделей, описывающих форму и размеры структурных составляющих корпуса судна и их пространственное положение; под **конструктивным моделированием** понимается формирование модели конструктивной составляющей корпуса судна (структуры), определяющей декомпозицию структуры на отдельные составляющие, однозначно задает пространственное и взаимное расположение конструктивных элементов и их функциональное назначение [4].

В связи с тем, что форма геометрии грузовых трюмов судов для перевозки навалочных грузов является специфической, для решения задач геометрического моделирования гофрированных поперечных переборок разработан специальный редактор, в котором задаются параметры верхней и нижней опор переборки, параметры гофрированного полотнища, параметры листов и балок набора опор.

Решение задач конструктивного моделирования основано на структурной декомпозиции корпуса судна и его структурных составляющих и соответствующем иерархическом кодировании. Методология декомпозиция корпуса на отдельные составляющие предложена в работе Тряскина В.Н. [5]. В программном комплексе «САПР-К» используется структурная декомпозиция корпуса судна, предложенная для разработки систем автоматизированного параметрического проектирования конструкций корпуса судна [4].

В докладе рассмотрена декомпозиция главной поперечной гофрированной переборки с вертикальными гофрами, устанавливаемой на верхний и нижний ступля. Представлен алгоритм геометрического и конструктивного моделирования поперечной гофрированной переборки и формирования базы данных для решения задач проверки прочности / проектирования конструкций

переборки в автоматизированной системе «САПР-К» и демонстрируется его практическая реализация применительно к судну для перевозки навалочного груза дедвейтом 170 тыс. т.

Литература:

1. IACS Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers. IACS, 2022, 810 с.
2. Российский морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. СПб, 2023, 336 с.
3. Sergey Ryumin, Vladimir Tryaskin Computer-Aided System for Parametric Design of Ship Hull Structures – CADSHull. Machines, Vol. 10, No. 262, 2022.
4. Тряскин В.Н. Автоматизированное параметрическое проектирование конструкций корпуса судна: учебное пособие/ В.Н. Тряскин. – СПб.: СПбГМТУ, 2010, 152 с.
5. Тряскин В.Н. Методология автоматизированного проектирования конструкций корпуса судна: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.08.03. – Санкт-Петербург, 2007, 339 с.
6. Алексакин Д.А., Плотников К.В., Тряскин В.Н. Параметрическое проектирование поперечных гофрированных переборок навалочных судов с учетом требований Общих Правил МАКО. – Морские интеллектуальные технологии, Санкт-Петербург, 2015, выпуск 4 (30), том 2, с. 19-24.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ
СУДОВ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВО ЛЬДАХ
И ПРИ ЛЕДОВЫХ СЖАТИЯХ В НОВЫХ МЕТОДИЧЕСКИХ РЕКОМЕНДАЦИЯХ РМРС
ДЛЯ РАЗРАБОТКИ «ПАСПОРТА ЛЕДОВОЙ БЕЗОПАСНОСТИ»
СУДНА ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ**

Тряскин В.Н.¹, Кутейников М. А.², Мороз В.С.¹, Рудь С. О.²
¹СПбГМТУ, ²ФГУП «Российский морской Регистр судоходства»,
Санкт-Петербург, Россия

В 2023 г. по инициативе Российского морского Регистра судоходства выполнены работы по созданию новой версии «Свидетельства о безопасности судна ледового плавания». Предлагаемые рекомендации в части нормирования ледовой прочности при ударных нагрузках основаны на гидродинамической модели взаимодействия корпуса судна со льдом. Вносятся уточнения, изменения, предложены новые методики.

In 2023, at the initiative of the Russian Maritime Register of Shipping, work was carried out to create a new version of the "Ice Navigation Vessel Safety Certificate". The proposed recommendations regarding the normalization of ice strength under shock loads are based on a hydrodynamic model of the interaction of the vessel's hull with ice. Clarifications, changes are being made, and new methods are being proposed.

Методические рекомендации для определения допустимых условий эксплуатации судов ледового плавания были разработаны СПбГМТУ по заказу Российского морского регистра судоходства в 2008г. В рамках этой работы был выполнен анализ существующих нормативных и иных документов, регламентирующих различные аспекты безопасности плавания в ледовых условиях: специализированные монографии [1, 2, 3], материалы «Руководства для сквозного плавания судов по Северному морскому пути» [4], требования Правил классификации и постройки морских судов [5], материалы, приведенные в International Code of Safety for Ships Navigating in Polar Waters (Code of polar navigation), ИМО [6], ледовые паспорта ряда судов.

На основании этих исследований была определена структура и предварительное содержание разделов Нормативно методических указаний Регистра (НМУ РС), регламентирующих состав, последовательность разработки, структуру входной и выходной информации каждой задачи документа - «Свидетельства о безопасности судна ледового плавания» [7]. Создан терминологический словарь, определяющий основные понятия документа. Особое внимание было уделено разработке методик определения допустимых скоростей движения судна во льдах, а также допустимых условий при ледовых сжатиях, т.е. проблемам обоснования ледовой прочности при динамическом и статическом взаимодействии корпуса судна со льдом. На основе этих работ был создан нормативный документ Регистра: НД № 2-039901-003 «Методические рекомендации по выполнению расчета допустимых режимов движения судна во льдах» 2012 г. [8].

В 2023 г. по инициативе Российского морского Регистра судоходства выполнены работы по созданию новой версии такого документа. Можно сказать, что в процессе выполнения работы сформулированы требования, которые позволят разработать новые НМУ РС по проблемам безопасности эксплуатации судов во льдах - новый нормативный документ (НД) 4-го поколения (до 2008, 2008, 2012, 2023). Предлагаемые рекомендации в части нормирования ледовой прочности при ударных нагрузках основаны на гидродинамической модели взаимодействия корпуса судна со льдом. Для нормирования ледовой прочности при ледовых сжатиях использовался подход, принятый для разработки требований к ледовым укреплениям стоечных судов типа крупнотоннажных нефтяных терминалов или типа научно-исследовательской платформы «Северный полюс».

В настоящей работе рассмотрены методические основы для разработки НД под названием «Паспорт ледовой безопасности» судна ледового плавания» в части нормирования ледовой прочности. Уделено внимание уточнениям существующих рекомендаций, представленным в НД [8], и дана более подробная характеристика вновь разработанным:

– Рассмотрены действующие и новые рекомендации для построения кривых строительной прочности обшивки ледового пояса на основе критерия ограниченных пластических деформаций и по заданному остаточному прогибу, в том числе и с учетом ее износа [9, 10];

– Предложены рекомендации для построения кривых строительной прочности основного набора ледового пояса при поперечной и продольной системах набора борта на основе критерия фибровой текучести и на основе критерия предельного состояния, в том числе и с учетом коррозионного износа элементов балок набора [9, 11];

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

- Рассмотрены существующие методы расчета ледовой прочности судна, основанные на гидродинамической модели взаимодействия корпуса судна со льдом, при плавании в канале за ледоколом и в разряженном битом льду с учетом разрушения льда от изгиба при ударе [12, 13];
- Предложена новая методика определения допустимых и опасных скоростей движения судна - решения задач оценки ледовой прочности при ударе судна вертикальным бортом о кромку ледяного поля [14, 15];
- Обсуждается методика оценки предельной толщины льда, которую корпус судна способен выдержать при ледовых сжатиях, основанная на вероятностном подходе к определению нагрузок при ледовых сжатиях [16, 17].

Литература:

1. Каштелян В.Я., Позняк И.И., Рывлин А.Я. Сопротивление льда движению судна. Л. Судостроение, 1968, 240 с.
2. Попов Ю.Н., Фаддеев О.В., Хейсин Д.Е., Яковлев А.А. Прочность судов, плавающих во льдах. Л. Судостроение, 1967, 224 с.
3. Рывлин А.Я., Хейсин Д.Е. Испытания судов во льдах. Л. Судостроение, 1980, 208 с.
4. Администрация Северного морского пути. Государственное гидрографическое предприятие министерства транспорта РФ. Руководство для сквозного плавания по СМП. Главное управление навигации и океанографии МО РФ, 1995, 414 с.
5. Российский морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Том 1, СПб., 2007. 501 с.
6. International Code of Safety for Ships Navigating in Polar Waters (Code of polar navigation), IMO, 1997
7. «Разработка рекомендаций по структуре, методическому и программному обеспечению Свидетельства о безопасности ледового плавания», отчет о выполнении работ I этапа по теме № РС-13/2008-I-N-091. СПбГМТУ, 2008. Руководитель работ Тряскин В.Н.
8. НД №2 – 039901-003. Методические рекомендации по выполнению расчетов допустимых режимов движения судна во льдах. РМРС, СПб. 2012.
9. Регистр СССР. Правила классификации и постройки морских судов. Том 1. Часть II «Корпус». – Л., 1990.
10. В.А. Курдюмов, В.Н. Тряскин Упругопластический изгиб обшивки ледового пояса. Труды ЛКИ. Ледопроеходимость и ледовая прочность морских судов. ЛКИ, 1979, с.36-47.
11. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Том 1. Часть II «Корпус». – СПб., 2023.
12. В.А. Курдюмов, В.Н. Тряскин, Хейсин Д.Е. Определение ледовой нагрузки и оценка ледовой прочности корпусов транспортных судов. Труды ЛКИ. Ледопроеходимость и ледовая прочность морских судов. ЛКИ, 1979, с.3-12.
13. Ледовый сертификат на арктические челночные танкеры двойного действия дедвейтом 42 тыс. т «Штурман Альбанов», «Штурман Малыгин», «Штурман Овцын». ООО «Инновационное бюро «ЛОЦМАН», СПб, 2016.
14. Курдюмов В.А., Хейсин Д.Е. Определение нагрузок при ударе судна вертикальным бортом о кромку ледяного поля.// Научно-технический сборник / Регистр СССР. Л.: Транспорт. 1984. Вып. 14., с. 3-10.
15. Курдюмов В.А. О расчете допустимых скоростей движения судов во льдах.// Труды ЛКИ / Проблемы проектирования конструкций судов. Л.: 1980. с. 25-32.
16. Апполонов Е.М., Нестеров А.Б., Тимофеев О.Я. Регламентация ледовых нагрузок на вертикальный борт при сжатиях во льдах.// Научно-технический сборник Российского морского Регистра судоходства. 2008. Вып. 31. с. 129-146.
17. Свистунов И.А., Платонов В.В., Тряскин В.Н. Имитационное моделирование ледовых нагрузок при ледовых сжатиях на примере научно-экспедиционного судна «Академик Трешников». Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № 2 (392). с. 51-58.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ЗАЩИТЫ НА ЖИВУЧЕСТЬ КОРАБЛЯ

Чижев Ю.Н., Калинин А.Е., ВУНЦ ВМФ «ВМА», Санкт-Петербург, Россия

В докладе представляются результаты исследования влияния конструктивной защиты на обеспечение живучести кораблей при воздействии на них поражающих факторов различного характера.

The report presents the results of a study of the effect of constructive protection on ensuring the survivability of ships when they are exposed to damaging factors of various nature.

В современных условиях существует проблема обеспечения живучести кораблей в случае воздействия на них поражающих факторов различного характера. При этом все чаще специфической особенностью подобной ситуации становится катастрофа кораблей даже достаточно большого водоизмещения. Подобная ситуация требует совершенствования системы защиты проектируемых кораблей, для чего необходимо выполнить анализ и оценку степени влияния конструктивной защиты на их живучесть.

С целью выполнения указанного анализа были исследованы случаи гибели кораблей в ходе войн и вооруженных конфликтов XX и XXI века. Это позволяет свести выборку результатов к конечному значению, достаточному для проведения анализа, и повышает достоверность результата исследования, ввиду более точного и надежного документирования случаев гибели кораблей. В качестве объектов воздействия оружия рассматривались корабли, погибшие в результате воздействия оружия противника. Из рассмотрения были исключены подводные лодки, а также корабли с динамическими принципами поддержания, ввиду отсутствия конструктивной защиты у подобных объектов. В итоге были исследованы 115 случаев поражения кораблей, в результате чего последовала катастрофа рассматриваемого корабля.

В качестве критерия оценки степени влияния конструктивной защиты на живучесть кораблей, было предложено исследовать взаимосвязь доли водоизмещения корабля, выделенного на его конструктивную защиту (бронирование) $D_{бр}$ [%], и массы взрывчатых веществ в тротиловом эквиваленте, доставленных средством поражения и затраченных на потопление корабля $P_{вв}$ [т]. Для учета влияния водоизмещения поражаемого корабля, в при расчете использовалось относительное значение $P'_{вв}$ [%], отнесенное к водоизмещению D [т]:

$$P'_{вв} = P_{вв}/D \quad (1)$$

Полученный в ходе выполненного исследования результат расчета приводится на графике (рис. 1). Здесь по каждому из 115 кораблей представлено значение $D_{бр}$ [%] и $P'_{вв}$. С целью наглядности, значение $P'_{вв}$ приводится в масштабе 1/1000.

Результаты опытов представлены в порядке возрастания $D_{бр}$ [%], и аппроксимированы соответствующими кривыми.

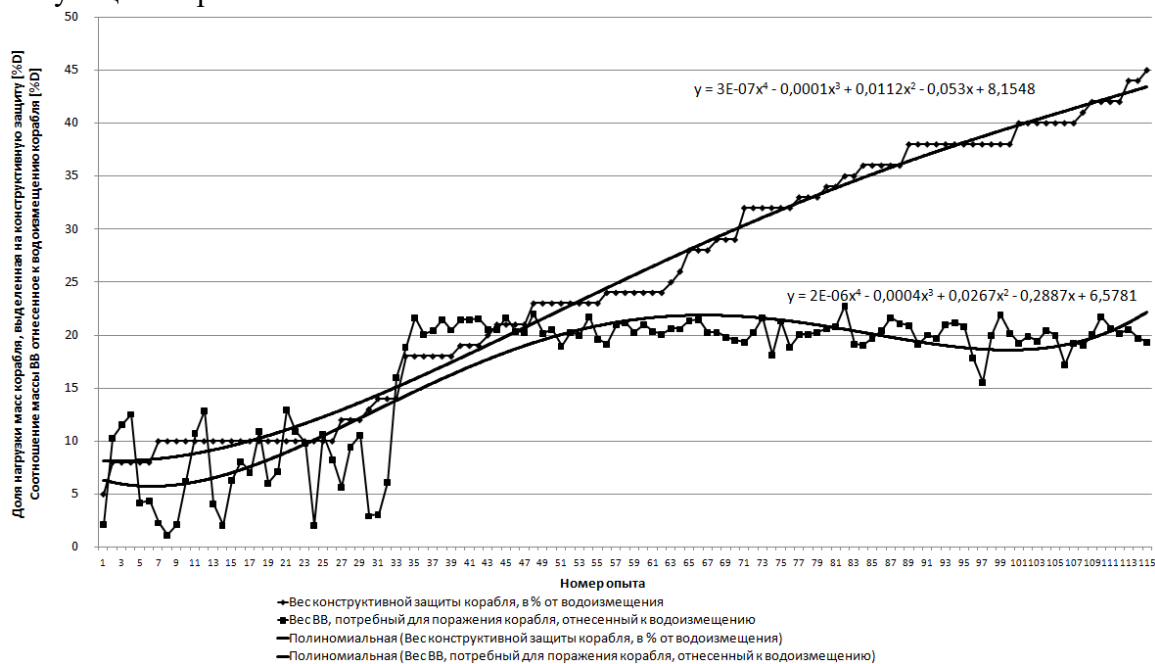


Рисунок 1 – Влияние конструктивной защиты на боевую устойчивость корабля

Анализ полученных результатов позволил сделать выводы:

1) На протяжении XX и XXI веков, для различных проектов кораблей в процессе эволюции взглядов кораблестроительного сообщества на проблему формирования пассивной защиты конструкций корабельного корпуса и класса корабля, доля водоизмещения, отводимая на формирование конструктивной защиты корпуса, изменялась от 45% до 0%.

2) При аппроксимации результатов расчётов полиномиальной зависимости четвертой степени, было получено следующее уравнение аппроксимации:

$$y = 2 \cdot 10^{-6}x^4 - 0,0004x^3 + 0,0267x^2 - 0,2887x + 6,5781 \quad (2)$$

3) Расчёт по предлагаемому уравнению демонстрирует излом результирующей кривой на значении 10-12%, и ее последующую стабилизацию на уровне около 18-20 % доли водоизмещения, отводимой на формирование конструктивной защиты корпуса.

4) Данный результат может косвенно свидетельствовать о неэффективности повышения доли водоизмещения, отводимой на формирование конструктивной защиты корпуса корабля, выше 18% и позволяет предварительно определить оптимальное значение данной характеристики в пределах 10% от D. Причиной этого может являться тот факт, что помимо непосредственного воздействия взрывчатых веществ, доставляемых средством поражения, далее в развитии дерева поражения участвуют иные факторы, такие как пожар, затопление помещений корабля и т.п.

Учёт выявленной зависимости при проектировании систем конструктивной защиты для перспективных кораблей ВМФ РФ может повысить её эффективность при минимизации затрат.

Литература:

1. Короткин И.М. Аварии и катастрофы кораблей. М.: Судостроение, 2009. 296 с.
2. Можаяев А.С. Общий логико-вероятностный метод анализа надежности сложных систем. ВМА, 1988 г. 156 с.
3. Можаяев А.С. Процедура перехода от логических к вероятностным функциям надежности систем. Сборник алгоритмов и программ №10 ВМА, 1986. 138 с.
4. Пузыревский К.П. Боевые повреждения и гибель кораблей. — СПб.: 1995. 68 с.
5. Шедько С.В. Влияние конструктивной защиты на живучесть корабля. Журнал - Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. С. 26-64.

СОЗДАНИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДЕЛА ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ПРАВИЛ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ ИЗ ОРГАНИЧЕСКОГО СТЕКЛА (ПММА)

Дворникова А.А.¹, Тумашик Г.А.¹, Тютюков В.Э.¹, Богданов А.А.²

¹ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

²НИЦ «Курчатовский институт», Москва, Россия

Приведен обзор основных результатов, полученных в рамках испытаний ПММА на образцах, а также в составе опытных конструкций. Показана целесообразность создания системы обеспечения прочности и надежности, более гибкой в части требований к режимам эксплуатации по сравнению с существующей зарубежной.

A review of the main results obtained in the framework of testing PMMA on samples, as well as as part of experimental structures, is provided. The feasibility of creating a system for ensuring strength and reliability that is more flexible in terms of requirements for operating modes compared to the existing foreign one is shown.

Одними из основных преимуществ полиметилметакрилата перед традиционными корпусными материалами является высокая удельная прочность, прозрачность и коррозионная стойкость в различных средах.

Действующая зарубежная нормативно-техническая документация по проектированию конструкций из ПММА является результатом обобщения данных испытаний натуральных и масштабных модельных конструкций в части величин нагрузок, соответствующих опасным состояниям, однако не является результатом разработки системы методов расчета и нормирования внутренних реакций как индикаторов состояния конструкции.

Можно выделить следующие принципиальные особенности ПММА:

- Существенная нелинейность диаграммы деформирования;
- Вязко-упругое поведение и, как следствие, сильная зависимость напряженно-деформированного состояния от предыдущей истории нагружения;
- Зависимость напряженно-деформированного состояния от объемности и знака напряженного состояния.

Основным принципом для разработки отечественной НТД будет являться необходимость в разработке комплекса «ускоренных» экспериментально-расчетных исследовательских методов определения состояния конструкций с учетом возможного влияния истории эксплуатации, а также относительно простой для использования при проектировании системы методов расчета и нормирования внутренних реакций как индикаторов состояния конструкции [1].

Приведены основные результаты экспериментальных исследований на образцах и натуральных моделях, имеющие большое значение при проектировании корпусов из полиметилметакрилата.

Рассмотрены особенности выполнения расчётов прочности и устойчивости корпусных конструкций при реализации из ПММА.

Литература:

1. «Перечень вопросов прочности и надёжности, подлежащих решению для разработки отечественной НТД по проектированию...» ИМЯН.406-32/19.05-2019, СЧ НИР «ОПА-ПР», ФГУП «Крыловский ГНЦ, 2019 г.

ОЦЕНКА ПРАКТИЧЕСКОЙ ПРИМЕНИМОСТИ МЕТОДА КОСВЕННОГО КОНТРОЛЯ КРУГОВОЙ ФОРМЫ КОРПУСА

Дудин А.А., Хазова И.А., Тумашик Г.А.,

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

Приведен краткий обзор существующих в настоящее время методов измерений круговой формы корпусных конструкций подводной техники. Рассмотрены особенности применения косвенных методов измерений.

This paper briefly reviews a number of actual methods of measurements of the submersible hull out-of-roundness. Features of application of indirect measurement methods are considered.

Строительство объектов подводной техники всегда связано с привнесением отклонений той или иной природы в форму их конструктивных элементов. Наличие этих отклонений в конструкциях, состоящих, в основном, из оболочек, существенно влияет на их напряженно-деформированное состояние по сравнению с «идеальным» вариантом конструкций и, как правило, способствует росту уровня локальных напряжений в зонах с несовершенствами формы.

Другим важным фактором, заставляющим уделять большое внимание геометрическим отклонениям, является зависимость величины критической нагрузки объекта, при которой происходит потеря несущей способности конструкции с последующим разрушением, от величины и формы отклонений.

Таким образом, учет отклонений оболочечных конструкций от идеальной формы является важной задачей при расчете статической прочности объектов подводной техники, а проверка точности изготовления является важной составляющей контроля качества изготовления конструкций подводной техники.

Применительно к оболочкам, подкрепленным круговыми ребрами жесткости, необходимо контролировать их круговую форму. При этом, основными методами измерений на этапе строительства являются прямые измерения [1], при которых производится непосредственное определение фактических радиусов конструкций от заданного центра, для чего используются либо традиционные (линейка, рулетка, штихмасс), либо современные оптико-электронные (трекер, тахеометр, сканер) средства измерений. В тоже время, на последующих стадиях жизненного цикла подводной техники, при необходимости уточнения формы корпуса применение указанных методов может быть затруднительно. Причинами этого является наличие как внутри, так и снаружи корпуса большого объема оборудования, систем и конструкций, препятствующего выполнению измерений прямыми методами.

В таких условиях для определения круговой формы могут быть использованы косвенные методы измерений, при которых фактические радиусы или радиальные отклонения конструкций пересчитываются через измеренные вспомогательные геометрические параметры [1, 2].

В работе рассмотрена практическая реализация косвенного метода определения круговой формы, основанная на оценке локальных кривизн конструкции. Описаны особенности рассмотренного метода измерений, и выполнено сравнение его результатов с результатами прямых измерений на основе применения координатно-измерительного манипулятора. Показано, что применение косвенного метода измерений позволяет получить достаточно надежную качественную и количественную информацию о круговой форме конструкции.

Литература:

1. Александров В.Л., Догадин А.В., Макаров В.В., Роганов А.С., Уткин В.Е. Технология постройки подводных лодок. СПб ГМТУ. 2006 г.
2. Rules for classification and construction. I-Part 5 Underwater technology. Annex B. Manufacturing Tolerances for the Pressure Hull. 2018.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**УСТРОЙСТВО ОБЕСПЕЧЕНИЯ АВАРИЙНОГО СБРОСА ДАВЛЕНИЯ
ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ПОДВОДНОЙ ТЕХНИКИ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КАМЕРЫ-МУЛЬТИПЛИКАТОРА**

Линёв Д.В., Шалаев Д.Ю., Дворникова А.А.

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

Приведено описание устройства для аварийного выравнивания давления внутри и снаружи специальной технологической оснастки для проведения прочностных испытаний глубоководной техники. Определены требуемые характеристики такого устройства, позволяющие обеспечить безопасность самой оснастки и гидробарического стенда при возникновении нештатной ситуации в процессе испытаний. Показано хорошее совпадение результатов расчетов и данных экспериментальной проверки.

This paper reviews a device for emergency equalization of pressure inside and outside of special technological equipment for conducting strength tests of deep-sea equipment. The required characteristics of the device have been determined to ensure the safety of the equipment itself and the hydrobaric high pressure facility in case of an emergency situation during testing. A good agreement between the calculation results and the experimental data is shown.

Разработанное устройство обеспечения аварийного сброса давления является частью специальной технологической оснастки (прочной камеры-мультипликатора, или т.н. «Капсулы ДК-600»), предназначенной для использования в составе гидробарического стенда ДК-600 для проведения испытаний глубоководной техники больших габаритов на сверхвысокое гидростатическое давление [1].

Детальная проработка Капсулы, направленная на практическую реализацию способа проведения прочностных испытаний и проверки герметичности объектов подводной техники с глубиной погружения 11,5 км, была выполнена специалистами ФГУП «Крыловский государственный научный центр» и отражена в [2].

Одной из важных конструктивных особенностей создаваемой Капсулы является наличие предусмотренного устройства аварийного сброса внешнего давления в ситуации, когда его величина начинает опасно превышать величину внутреннего давления. Устройство представляет собой встроенный в комингс затворного устройства Капсулы механизм, обеспечивающий немедленное открытие люка для выравнивания нагрузки внутри и снаружи Капсулы.

Принципиальный чертеж предлагаемого устройства показан на рисунке 1. Данная конструкция описана в патенте [3].

При хранении затворного устройства (в период между испытаниями) собственный вес люка удерживается с помощью специальных шпилек, работающих на растяжение. В рабочем состоянии, при штатном режиме нагружения, люк удерживается внутренним избыточным давлением в Капсуле и прижимается к комингсу затворного устройства.

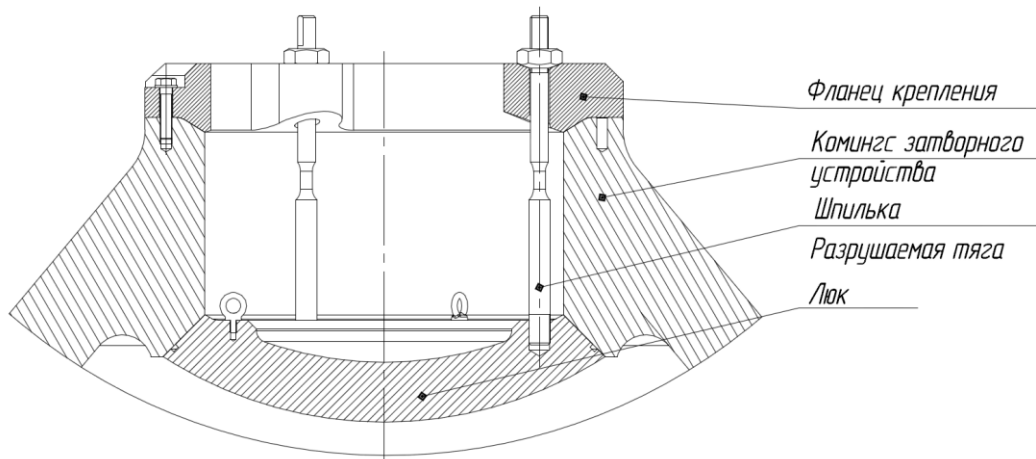


Рисунок 1 – Принципиальный чертеж устройства аварийного сброса давления

Капсула спроектирована таким образом, чтобы выдерживать внутреннее давление до 140 МПа, однако она не предназначена для эксплуатации под внешней нагрузкой. В случае аварийной ситуации, когда давление внутри Капсулы нештатно падает по тем или иным причинам, люк в крышке должен открыться при превышении внешнего давления (в камере ДК-600) над внутренним (в Капсуле) более чем на 5 МПа.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

Для того, чтобы обеспечить немедленное открытие люка и предотвратить опасные последствия для Капсулы и гидробарического стенда, разрывные шпильки должны удовлетворять следующим критериям:

- прогнозируемый и известный заранее уровень разрушающей нагрузки;
- максимальная скорость (и, соответственно, минимальное время) разрыва при достижении данного уровня нагрузки;
- как можно более синхронное срабатывание (разрушение) всех шпилек.

С целью достижения всех вышеуказанных критериев, был проведен ряд как расчетных (с использованием МКЭ), так и экспериментальных работ.

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования позволили:

- отработать подходы к расчету разрывных шпилек;
- разработать возможность управления заданной величиной нагрузки, приводящей к разрушению шпилек;
- добиться минимального разброса в величине фактической разрушающей нагрузки для всех шпилек, удерживающих люк, что обеспечивает их одновременное срабатывание;
- убедиться в работоспособности аварийной системы открытия люка при потенциальной нештатной ситуации в процессе испытаний.

Полученные результаты показали хорошее согласование численных расчетов и данных экспериментальных исследований, проводимых на образцах и опытных конструкциях.

Литература:

1. В.С. Балдычев, Д.В. Линёв, Д.В. Осипенко, Г.А. Тумашик. О создании испытательного оборудования для проверки прочности и герметичности объектов подводной техники, эксплуатирующихся на предельных глубинах Мирового океана // Труды ФГУП «Крыловский государственный научный центр», вып. № 397, том 3, 2021.

2. 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. Патент РФ № 2704563 от 29.10.2019.

3. Устройство для проведения прочностных испытаний и проверки герметичности глубоководного технического объекта, предназначенного для эксплуатации на глубинах до 11,5 км, внешним гидростатическим давлением. Патент РФ № 2723634 от 18.06.2020.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ОЦЕНКА ТЕОРЕТИЧЕСКОГО КРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПОТЕРИ
УСТОЙЧИВОСТИ УПРУГО ЗАДЕЛАННОЙ НЕПОДКРЕПЛЕННОЙ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ**

Тумашик Г.А.,

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

В работе приведено численно-аналитическое решение задачи об устойчивости упруго заделанной цилиндрической оболочки, основанное на использовании уравнений сложного изгиба оболочки, нагруженной цепными усилиями и возмущениями кинематического или силового характера на кромках.

This work deals with the combined numerical and analytical solution of the elastically restrained cylindrical shell stability. Solution is based on usage of the equations of a complex bending of the shell loaded with membrane efforts and kinematic or power perturbations on edges.

Применительно к корпусам подводных технических средств для вычисления теоретического критического давления потери устойчивости неподкрепленной цилиндрической оболочки обычно используют вторую формулу Мизеса. Особенностью используемой зависимости является предположение о свободном опирании оболочки по кромкам. В то же время, в отдельных случаях, практический интерес представляет оценка устойчивости оболочки с учетом ее реальной заделки на кромках.

Для решения поставленной задачи в работе используется комбинированный численно-аналитический подход. Для построения системы разрешающих уравнений устойчивости упруго заделанной цилиндрической оболочки рассматриваются аналитические зависимости для сложного изгиба оболочки, нагруженной цепными усилиями и возмущениями кинематического или силового характера на кромках в условиях осесимметричной и многоволновой деформации. Величина цепных усилий в оболочке задается с учетом действия наружного давления, при этом непосредственно поперечная нагрузка на обшивку считается отсутствующей, и в уравнениях равновесия принимается нулевой. Кинематические или силовые возмущения оболочки из состояния, обусловленного действием заданных цепных усилий, учитываются при записи граничных условий.

Полученная в итоге система уравнений представляют собой неоднородную систему уравнений относительно постоянных интегрирования, для которых имеется единственное решение при заданных геометрических параметрах оболочки, варьируемых величине наружного давления и числе волн потери устойчивости. При найденных постоянных интегрирования может быть найден прогиб оболочки.

Известно, что при нагрузке, соответствующей упругой (теоретической) потере устойчивости, решение задачи о сложном изгибе конструкции имеет сингулярность. Таким образом, численно определяя величину давления, при которой будет иметься особенность решения, находим теоретическое критическое давление потери устойчивости оболочки.

В рамках работы рассмотрено применение описанной методологии для оценки теоретических критических давлений свободно опертой, жестко заделанной и упруго заделанной оболочек. Показано, что для классического варианта граничных условий оболочки представленное решение показывает хорошее совпадение с формулой Мизеса.

Выполнена оценка влияния степени заделки оболочки на величину теоретического критического давления в широком диапазоне изменения геометрических параметров оболочки. На основании расчетных исследований построены обобщенные кривые для случая жестко заделанной и упруго заделанной оболочек.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ПЕРФОРИРОВАННЫХ
 ПОЛОГИХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДВОЙКОЙ КРИВИЗНЫ ИЗ СТАЛИ
 ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ**

Мишуренко Н.А., Семенов А.А., СПбГАСУ, Санкт-Петербург, Россия

Для исследования устойчивости перфорированных оболочек из стали при статическом нагружении использована геометрически нелинейная математическая модель Тимошенко-Рейсснера, учитывающая поперечные сдвиги и вырезы. Алгоритм исследования построен на применении метода Ритца и метода Ньютона в программном пакете Maple. Для рассмотренных конструкций установлено, что при увлечении выключенного объема материала величина снижения критической нагрузки уменьшается.

To study the buckling of perforated steel shells under static loading, a geometrically nonlinear Timoshenko-Reissner mathematical model was used, considering transverse shears and cuts. The research algorithm is based on the use of the Ritz method and the Newton method in the Maple software package. For the structures considered, it was established that when the switched-off volume of material is entrained, the magnitude of the reduction in the critical load decreases.

Широкий диапазон применения оболочечных конструкций в промышленности: судостроении, авиастроении, машиностроении, промышленном и гражданском строительстве – непосредственно связан с развитием ЭВМ и методов расчета тонкостенных конструкций [1–3].

Зачастую возникает необходимость в создании ослаблений конструкции сквозными вырезами. При этом выполняются компенсационные мероприятия для нивелирования влияния ослаблений на тонкостенные конструкции: подкрепление ребрами жесткости [4]. Однако не всегда, с точки зрения обеспечения устойчивости оболочки, существует необходимость в проведении компенсационных мероприятий.

Цель данной работы – анализ устойчивости перфорированных оболочек, выполненных их стали при статическом нагружении.

Рассмотрены изотропные перфорированные пологие оболочки двойкой кривизны, шарнирно-неподвижно закрепленные по контуру. На конструкцию действует равномерно-распределенная поперечная нагрузка.

Для исследования напряженно-деформированного состояния и устойчивости оболочки применена геометрически нелинейная математическая модель Тимошенко-Рейсснера, учитывающая поперечные сдвиги и перфорацию [5].

Алгоритм исследования построен на основе метода Ритца (для сведения функционала полной потенциальной энергии деформации к системе нелинейных алгебраических уравнений (СНАУ)) и метода Ньютона (для численного решения СНАУ). В качестве критерия потери устойчивости оболочки принят критерий Ляпунова, согласно которому малому значению входного параметра (нагрузка) соответствует большое значение выходного параметра (прогиб).

Геометрические параметры рассмотренных оболочек: длина и ширина $a=b=10,8$ м, толщина $h=0,09$ м, радиусы кривизны $R_1=R_2=40,05$ м. Параметры вырезов: длина $v_\alpha=1$ м, ширина $v_\beta=1$ м, толщина $h^{\alpha\beta}=h=0,09$ м. Количество вырезов принято одинаковым вдоль обеих сторон оболочек и кратным двум.

Материал – сталь с модулем упругости $E=2,1 \times 10^5$ МПа, коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$.

Результаты расчетов устойчивости при количестве членов разложения аппроксимирующих функций в методе Ритца $N=16$ представлены в таблице 1.

Таблица 1 Результаты расчетов

Показатель	Количество вырезов			
	0×0	2×2	4×4	6×6
Выключенный объем конструкции, %	–	3,4	13,7	31
Критическая нагрузка, МПа	0,78	0,66	0,53	0,45
Снижение критической нагрузки, %	–	15,38	32,05	42,31

Для рассмотренных вариантов оболочек установлено, что при малом значении выключенного объема материала (3,4 %) происходит существенное снижение величины критической нагрузки потери устойчивости (15,38 %). Однако при последующем увеличении объема выключенного материала из работы значение снижения критической нагрузки уменьшается.

Следует отметить, что сквозные отверстия являются концентраторами напряжений. В связи с чем возможны ситуации, когда до наступления потери устойчивости будет происходить разрушение конструкции. Таким образом, при оценке влияния перфорации на тонкостенные оболочечные

конструкции следует осуществлять комплексное исследование прочности и устойчивости конструкции.

Литература:

1. Кротов, Е. А. Об удовлетворении граничных условий для решения осесимметричных задач оболочек вращения в геометрически нелинейной постановке методом Бубнова-Галеркина / Е. А. Кротов, А. В. Терентьев // *Фундаментальные исследования*. – 2015. – № 2–13. – С. 2840–2845.

2. Коршунов, В. А. Численная реализация возможных форм нелинейной потери устойчивости сэндвич-панелей из полимерных композиционных материалов / В. А. Коршунов, Д. А. Пономарев, Д. А. Родионов // *Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова*. – 2016. – № 93 (377). – С. 17–26.

3. Bekkiev, M. Y. Finite element modeling of creep of three-layered shallow shells / M. Y. Bekkiev, A. S. Chepurenko, B. M. Yazyev // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2018. – Vol. 463. – P. 022014. – DOI: 10.1088/1757-899X/463/2/022014.

4. Gokyer, Y. Topology optimization of cylindrical shells with cutouts for maximum buckling strength / Y. Gokyer, F. O. Sonmez // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. – 2023. – Vol. 45. – No. 1. – P. 13. – DOI: 10.1007/s40430-022-03941-w.

5. Mishurenko, N. Influence of Discretely Introduced Cutouts on the Buckling of Shallow Shells with Double Curvature / N. Mishurenko, A. Semenov // *Journal of Applied and Computational Mechanics*. – 2024. – Vol. 10. – No. 1. – P. 55–63. – DOI: 10.22055/jacm.2023.44219.4182.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ЗАДАЧАХ СТАТИКИ И ДИНАМИКИ ПОДКРЕПЛЕННЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Семенов А.А., СПбГАСУ, Санкт-Петербург, Россия

В данной работе предлагается комплексный подход к исследованию прочности и устойчивости ортотропных подкрепленных ребрами оболочек, притом как при статическом, так и при динамическом нагружении. Предложен алгоритм на основе метода Ритца и метода продолжения решения по наилучшему параметру с адаптивным выбором сетки.

This paper proposes an integrated approach to the study of the strength and stability of orthotropic rib-reinforced shells, moreover, both under static and dynamic loading. An algorithm based on the Ritz method and the method of continuation of the solution according to the best parameter with adaptive grid selection is proposed.

Изучение процесса деформирования оболочечных конструкций имеет существенное значение для различных областей промышленности, в том числе авиастроения, судостроения, ракетостроения и строительства [1–4].

Проведение комплексных исследований процесса деформирования оболочек по наиболее точным математическим моделям позволяет аргументированно принимать инженерные решения, что способствует их безопасной работе, а также уменьшению материалоемкости конструкции и снижению её себестоимости.

Подкрепление различными жесткостными элементами позволяет существенно улучшить эксплуатационные показатели: оболочки, подкрепленные ребрами жесткости, теряют устойчивость при нагрузках, в несколько раз больших, чем гладкие [5]. Манипулирование способами подкрепления оболочки позволяет снизить напряжения в местах их концентрации и найти оптимальный вариант конструкции.

В данной работе предлагается комплексный подход к исследованию прочности и устойчивости ортотропных подкрепленных ребрами оболочек, притом как при статическом, так и при динамическом нагружении.

Для задач статики строится кривая «нагрузка q – прогиб W » в какой-то характерной точке конструкции, например, в центре оболочки. Исходя из графика, момент потери устойчивости конструкции (критическую нагрузку) можно определить по наличию на кривых экстремумов: максимумы соответствуют верхним критическим нагрузкам, а минимумы – нижним. На каждом шаге кривой есть возможность анализировать напряженно-деформированное состояние конструкции, в том числе использовать критерии прочности (например, критерии Мизеса, Цая – Ву, Гольденבלата – Копнова и др.). Значения компонент напряжений и получаемые на их основе значения критериев анализируются по всей области оболочки. В том случае, если хотя бы в одной точке конструкции критерий прочности не выполняется, то текущее значение нагрузки фиксируется и помечается как начало невыполнения условий прочности.

Для задач статики автором предложен алгоритм на основе метода Ритца и метода продолжения решения по наилучшему параметру с адаптивным выбором сетки. Подкрепление учитывается по уточненному дискретному методу, предложенному автором ранее [6]. Автором разработана программа для ЭВМ, позволяющая проводить комплексные исследования прочности и устойчивости оболочечных конструкций при статическом нагружении с учетом геометрической нелинейности, поперечных сдвигов, ортотропии материала и наличия ребер жесткости.

Автором проведено исследование прочности и устойчивости изотропных и ортотропных тонкостенных оболочечных конструкций при статическом нагружении, в том числе: пологих оболочек двоякой кривизны, цилиндрических и конических панелей, сферических куполов. Проведено сравнение результатов расчета тестовых задач с результатами, полученными другими авторами, а также с результатами, полученными в ПК ANSYS. Показан эффект от подкрепления оболочек ребрами жесткости, дана количественная оценка. Выполнено сравнение разных методов учета ребер жесткости, продемонстрировано, что учет ребер жесткости по уточненному дискретному методу является наиболее точным и дает близкие результаты с результатами, полученными другими авторами в ходе эксперимента.

Для задач динамики (когда на оболочку действует нагрузка, зависящая от переменной времени) предлагается использовать алгоритм, основанный на методе Л. В. Канторовича. Данный метод позволяет перейти от функционала относительно функций, зависящих от трех переменных, к функционалу относительно функций только одной переменной – времени. Используя далее

многомерный вариант уравнения Эйлера – Лагранжа, становится возможным перейти к системе обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ). После понижения ее порядка, становится возможным применить специальные численные методы, используемые для решения жестких систем ОДУ (к которым относится полученная система), например, метод Розенброка. Данный метод встроен в систему аналитических вычислений Maple, и хорошо применим для решения поставленной начальной задачи. Автором разработана программа для ЭВМ, позволяющая проводить исследования устойчивости оболочечных конструкций при динамическом нагружении с учетом геометрической нелинейности, поперечных сдвигов, ортотропии материала, инерции вращения и наличия ребер жесткости.

Проведено исследование устойчивости изотропных и ортотропных тонкостенных оболочечных конструкций при динамическом нагружении, в том числе: пологих оболочек двойной кривизны, цилиндрических и конических панелей. Получены значения критических нагрузок потери устойчивости, построены фазовые портреты системы.

Литература:

1. Мищенко М.Н., Осуховский В.Э., Ратников А.А. Модернизация технологического процесса изготовления цилиндрических оболочек из стекломаталлокомпозита с помощью экспериментальной установки // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2019. № 1(38). С. 55–64. DOI: 10.5281/zenodo.2578679.
2. Пикуль В.В. К расчету устойчивости анизотропной цилиндрической оболочки прочного корпуса подводного аппарата // Вестник инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2009. № 2(2). С. 98–105.
3. Zingoni A., Enoma N. Strength and stability of spherical-conical shell assemblies under external hydrostatic pressure // Thin-Walled Structures. 2020. Vol. 146. P. 106472. DOI: 10.1016/j.tws.2019.106472.
4. Видюшенков С.А., Бушуев Н.С. Основные разрешающие дифференциальные уравнения оболочек вращения с переменными жесткостными и грузовыми параметрами // Инфраструктура транспорта. 2021. № 2 (2). С. 10–18. EDN: UOMWHQ.
5. Карпов В.В. Оболочки, подкрепленные ребрами, проходящими под углом к координатным линиям // Вестник гражданских инженеров. 2013. № 2(37). С. 215–219.
6. Семенов А.А. Уточненный дискретный метод расчета подкрепленных ортотропных оболочек // Вестник ПНИПУ. Механика. 2022. № 4. С. 90–102. DOI: 10.15593/perm.mech/2022.4.09. EDN: TFTIBY.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕСТНОЙ ВИБРАЦИИ КОРПУСА И СООСНОГО ВАЛОПРОВОДА

Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена разработке расчётного комплекса (модель, алгоритм и программа) для получения параметров совместной вибрации корпуса подводного аппарата и соосного валопровода и при учете вращения гребных винтов, а также оценки взаимовлияния их вибрации. Разработана модель в виде совокупности трех квазиодномерных конечно-элементных конструкций. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Влияние вращения гребного винта учтено введением дополнительных моментов гироскопической природы. Для проведения расчётов параметров вибрации была создана программа «совместной вибрации корпуса и соосного валопровода», а также выполнена серия расчетов прикладного характера.

The work is devoted to the development of a calculation complex (model, algorithm, and program) for obtaining parameters of joint vibration of the underwater vehicle hull and coaxial shafting and taking into account the rotation of propellers, as well as assessing the mutual influence of their vibration. A model has been developed in the form of a set of three quasi-one-dimensional finite element structures. The calculation algorithm is based on the partial response method in its discrete version. The influence of propeller rotation is taken into account by introducing additional moments of a gyroscopic nature. To carry out calculations of vibration parameters, a program for “joint vibration of the housing and coaxial shafting” was created, and a series of applied calculations was also performed.

Введение. Вибрация приборов и комплексов вооружения снижает их надежность, точность показаний, а также ухудшает условия работы экипажа, влияя на самочувствие. Большинство работ в данной области посвящено нахождению собственных частот наиболее простых конструкций, поскольку отражает общепринятый подход борьбы с вибрацией, основанный на исключении совпадения частот вынуждающего воздействия с любой из частот собственных колебаний конструкции [1]. Однако уже долгие годы санитарные нормы вибрации предъявляют требования к амплитудам смещений и ускорений, а для анализа прочностных характеристик необходимо знание внутренних усилий и опорных реакций. В последнее время подобного типа задачи решаются с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [1], применение которого требует наличия дорогих универсальных программ, вычислительной техники высокого уровня и серьезной подготовки исходных данных. Получение возможности выполнить расчеты этих параметров достаточно быстро на вычислительной технике обычного уровня делает настоящую работу достаточно целесообразной.

Модель и алгоритм расчета. Модель выбрана в виде конструкции с многокаскадной и многоканальной амортизацией [6] и представляет собой совокупность сопрягающихся квазиодномерных моделей [3]. При этом учитывается вращение винтов с различными угловыми скоростями (возможно в различных направлениях), а так же квазистатические силы упора винтов. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте [2,3,4,5,6,7].

Описание программы. Новая программа позволяет быстро и наглядно подготовить и провести расчёт параметров совместной вибрации корпуса и соосного валопровода.

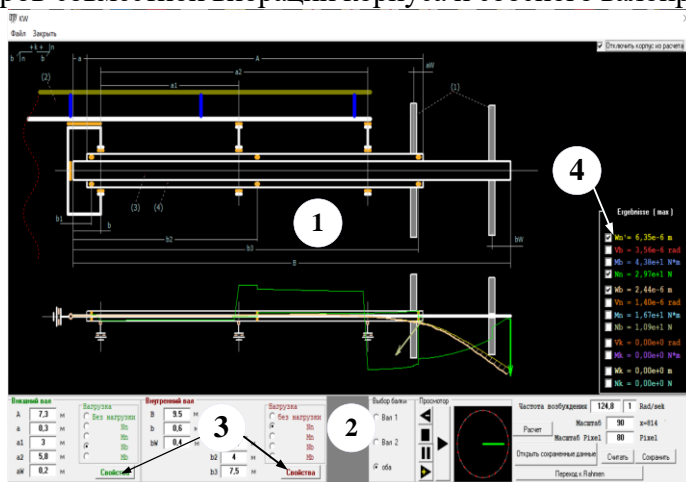


Рисунок 1 – Фрагмент окна программы «совместной вибрации корпуса и соосного валопровода»

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»

При старте программы (рис.1) появляется окно со схемой конструкции. В окне находятся меню поз.2 и дисплей поз.1, на котором представлена схема рассчитываемой конструкции. В меню поз.2 расположена кнопка настроек поз.3, при нажатии на которую можно задать геометрические характеристики валов и нагрузку на внешний и внутренний валы; под поз.4 представлена панель для назначения параметров вибрации, графики распределения амплитуд которых следует вывести на экран.

Разработанная программа может быть использована и как подпрограмма, сравнительно легко встраиваемая в программы, соответствующие конкретной задаче.

Литература:

- 1.Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб. : Мор Вест, 2005, 421 с.
2. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
- 3.Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Квазиодномерные модели для анализа параметров вибрации судового корпуса на ранних стадиях его проектирования. СПб, Моринтех, №2(44)Т.1, 2019, стр.45-51.
- 4.Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения. СПб, Морской вестник №1(81), 2022, стр. 53-58.
- 5.Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. СПб, Труды ФГУП КГНЦ, Спец. Выпуск 1-2022, стр. 72-79
- 6.Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет параметров вибрации конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией. СПб, ТРУДЫ СПБГМТУ, 2023 (5, 1), Спец. Выпуск 2023, стр. 106-119
- 7.<http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.10.2022

МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ГИБКОГО ВАЛА

Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Для созданной математической модели разработан расчет параметров установившихся колебаний вращающейся квазиодномерной конструкции, поперечное сечение которой образовано концентрическими окружностями. Алгоритм базируется на использовании модели и программы расчета из [1], а также ее модификации.

Ключевые слова: гибкий вал, квазиодномерная модель, коррекция и модификация, инерционно-жесткостные характеристики, парциальные отклики и параметры

For the created mathematical model, the calculation of the parameters of steady-state oscillations of a rotating quasi-one-dimensional structure, the cross-section of which is formed by concentric circles, has been developed. The algorithm is based on the use of the model and the calculation program from [1], as well as its modification.

Key words: flexible shaft, quasi-one-dimensional (quasi-1D) model, correction and modification, inertial-stiffness characteristics, partial responses and parameters

В инженерной практике при расчете параметров установившихся колебаний наиболее распространены две задачи. В первой из них валопровод вращается с постоянной угловой скоростью Ω вокруг своей нейтральной оси; при этом сама нейтральная ось совершает установившиеся колебания с частотой ω относительно своего начального положения. Такая ситуация характерна для достаточно жестких и низкооборотных валов (например, гребные валы надводных кораблей и подводных лодок, буровые колонны и т.п.). Некоторые модели, алгоритмы и программы расчета для этой задачи представлены в [6]. Вторая задача имеет место в том случае, когда валопровод совершает установившиеся колебания с частотой ω относительно своей нейтральной оси, которая вращается с постоянной угловой скоростью Ω вокруг некоторой оси, сохраняющей свое положение в пространстве (высокооборотные гибкие валы приборов, гребные валы скоростных катеров и т.п.).

Замечание: для выбора варианта задачи следует выполнить серию расчетов оценочного характера. Первый из них – расчет прогибов валопровода под действием сил веса, а также равнодействующих сил веса каждого из пролетов валопровода. Во втором расчете следует рассчитать силы инерции, возникающие на элементах валопровода при их вращении вокруг линии, соединяющей опоры, приняв их отклонения от этой линии равными прогибам от сил веса; вычислить равнодействующие этих сил для каждого из пролетов валопровода. Если равнодействующие сил веса пролетов будут превышать равнодействующие сил инерции переносного вращения, то будет иметь место первая задача, если нет – вторая.

Возможен иной подход к выбору варианта задачи: в том случае, когда амплитуды вынужденных установившихся колебаний окажутся больше статической погиби нейтральной оси вала (вызванной приложением постоянных усилий, например - сил веса), может возникнуть ситуация, реализуемая во второй задаче.

В результате предложен алгоритм расчета параметров установившихся колебаний вращающейся квазиодномерной конструкции, поперечное сечение которой образовано концентрическими окружностями; алгоритм базируется на использовании модели и программы расчета из [1], а так же ее модификации.

Литература:

- 1 Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Квазиодномерные модели для анализа параметров вибрации судового корпуса на ранних стадиях его проектирования. СПб, Моринтех, 2(44), Т2, стр. 44-50, 2019
- 2 Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
- 3 Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с.
- 4 Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во Академии Наук СССР, 1959, 248 с.
- 5 Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
- 6 Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Оценка влияния на параметры вибрации валопровода силы упора вращающегося гребного винта. СПб, Моринтех, №2(56), Т.2, С. 53-58
- 7 Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях. СПб, Моринтех, №1(47) Т.3, С.12-19, 2020
- 8 <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.11.2023

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ ПРИ ЦЕНТРОВКЕ И ОЦЕНКЕ ПРОЧНОСТИ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

Гирин С.Н., ВГУВТ, Нижний Новгород, Россия

В докладе обсуждается целесообразность использования способа тензометрирования при оценке качества центровки судовых валопроводов. Современная аппаратура позволяет с высокой точностью контролировать напряженное состояние валопроводов при их вращении в широком диапазоне изменения числа оборотов, тем самым выявлять возможные зоны резонансов крутильных и изгибных колебаний. Обсуждается также проблема назначения допустимых значений нормальных и касательных напряжений. Приводятся примеры использования способа тензометрирования для контроля прочности валов некоторых судов после их текущего ремонта.

The paper discusses the feasibility of using strain gauging method in assessing the quality of alignment of ship shafts. Modern equipment makes it possible to control with high accuracy the stress state of shafts during their rotation in a wide range of rotation speed changes, thus revealing possible zones of torsional and bending oscillations resonances. The problem of assigning tolerance values of normal and tangential stresses is also discussed. Examples of using strain gauging method for strength control of shafts of some ships after their current repair are given.

Постановка проблемы

Известно, что традиционные методы контроля положения валопроводов в процессе центровки не всегда обеспечивают качество центровки и, следовательно, не гарантируют обеспечение усталостной долговечности валопровода.

Определенное затруднение представляет передача сигнала от тензодатчиков к регистрирующей аппаратуре при вращающемся вале, однако в настоящее время различными фирмами выпускается аппаратура, позволяющая решать эту проблему. В частности, аппаратура фирмы «ZETLAB» позволяет снимать информацию с двух мостов и передавать ее по радиосигналу на ноутбук. Таким образом, можно осуществлять запись процесса изменения изгибающего и крутящего момента (нормальных и касательных напряжений) в одном сечении вала при непрерывном изменении числа оборотов вала.

В данном случае решаются следующие задачи: оценка качества центровки; определение амплитуд нормальных и касательных напряжений при изгибных и крутильных колебаниях; выявление резонансных частот.

Вместе с тем, информации о напряженном состоянии валопровода недостаточно для решения вопроса о его допустимости. Требуется решение третьей задачи строительной механики корабля по терминологии И.Г. Бубнова, т.е. назначения допустимых напряжений. Некоторая информация по допустимым касательным напряжениям при крутильных колебаниях содержится в Правилах Морского регистра судоходства [1] и в Правилах Российского Классификационного Общества [2].

В соответствии с [1] допустимые касательные напряжения в гребных валах в диапазоне $(0,9 - 1,05) n_p$ вычисляются по формуле

$$\tau_c = 1,38 \left(\frac{R_m + 160}{18} \right) 0,55 \cdot C_d, \quad (1)$$

где $C_d = 0,35 + 0,93d^{0,2}$.

В Правилах [2] аналогичное напряжение вычисляется по формуле

$$\tau_{\text{доп}} = \left(45 - 0,4\sqrt{d} - \frac{13n}{n_{\text{ном}}} \right). \quad (2)$$

Для случая, когда $d = 210$ мм; $R_m = 600$ МПа; $n = n_{\text{ном}}$ формула (1) дает значение 98 МПа, а формула (2) 26 МПа. Столь существенная разница заставляет предположить, что в формуле для C_d величину d следует подставлять не в миллиметрах, как это записано в Правилах, а в метрах. В этом случае формула (1) дает 24 МПа, что практически совпадает с формулой (2).

В Правилах [2] указано, что амплитудные значения касательных напряжений могут достигать 80% их среднего значения. Отсюда следует, что допустимые значения амплитуд касательных напряжений составляют 12 МПа, а допустимые значения средних напряжений – 14 МПа.

К сожалению, Правила [1] и [2] не нормируют значения нормальных напряжений в валах. Их оценку можно получить с использованием суммарного коэффициента запаса усталостной прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (3)$$

Если воспользоваться рекомендациями, изложенными в [3], для назначения допустимого значения n и зависимостями [4] для вычисления коэффициентов n_σ и n_τ можно показать, что допускаемое значение амплитуды нормального напряжения составляет для рассматриваемого вала около 8 МПа.

Основные результаты

Весной 2023 г были выполнены измерения напряженного состояния валов на нескольких судах АО «Судоходная компания «Волжское пароходство» после выполнения ремонтных работ в рамках очередного освидетельствования. На рис.1 показана временная запись нормальных напряжений в одном из сечений валопровода т/х «ОТ -2446», а в табл.1 значения амплитуд напряжений в этом сечении.

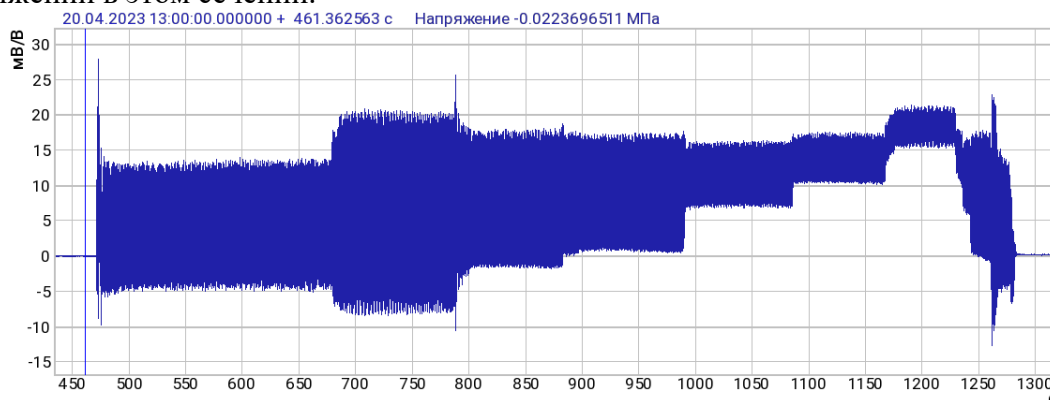


Рис.1 Запись нормальных напряжений при изменении оборотов вращения вала

Таблица 1 Значения амплитуд напряжений

Частота вращения вала, об/мин	125	155	190	220	250	290	330
Амплитуда нормальных напряжений, МПа	9,1	14,8	14,5	8,9	10,2	4,3	3,4
Амплитуда касательных напряжений, МПа	2,5	2,8	3,0	2,8	2,7	2,9	2,9

Заключение

Выполненные в 2023 г измерения напряженного состояния валопроводов на ряде судов АО «Судоходная компания «Волжское пароходство» показали, что центровка валопроводов выполнена качественно и их напряженное состояние у судов типа «Волго-Дон» не вызывает опасения с позиций усталостной прочности. Вместе с тем, на буксирах-толкачах проекта Н-3291 выявлена зона резонансных оборотов главного двигателя, длительная эксплуатация на которых может вызвать усталостные повреждения.

Литература:

1. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII Механические установки.
2. Российский Речной Регистр. Правила (в 5-и томах). Т.3, 424 с
3. Кузьмин, А.В. Расчеты прочности деталей машин: Справ. Пособие. / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов – Мн.: Выш. шк., 1986.-400 с.
4. Румб, В.К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов: учебник / В.К. Румб – СПб, 2008.-298 с.

ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ КОРМОВОГО КРЫЛА ПАССАЖИРСКОГО ТЕПЛОХОДА НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ ПР.03830

Гусев А.С., Гирин С.Н., ВГУВТ, Нижний Новгород, Россия

В докладе обсуждается выбор расчетной схемы наборного кормового крыльцевого устройства для расчета прочности. Рассматриваются два варианта схем крыла, рассчитываемых по Правилам Российского Классификационного Общества. Обсуждаются результаты расчета и сравниваются полученные величины обоих расчетных схем. Делается вывод об устаревании методики расчета прочности крыла, приведенной в ПРКО. Также приводится пример определения нагрузок на крыльцевое устройство численными методами гидродинамики с последующим их переносом на модель для прочностного расчета. Полученные напряжения сравниваются с результирующим расчетом по методике ПРКО.

The report discusses the choice of a design scheme for a set-up aft foil for strength calculation. Two variants of foil schemes calculated according to the Rules of the Russian Classification Society are considered. The calculation results are discussed and the obtained values of both calculation schemes are compared. The conclusion is made about the obsolescence of the methodology for calculating the strength of the foil, given in the RRCS. An example of determining the loads on the foil by numerical methods of hydrodynamics is also given, followed by their transfer to a model for strength calculation. The resulting stresses are compared with the resulting calculation according to the method of RRCS.

В настоящее время возрождается скоростной флот, проектируются и строятся новые суда на подводных крыльях в соответствии с требованиями правил нормативных организаций. За последние полвека правила (в частности Правила Российского Классификационного Общества) корректировались неоднократно, но методика определения прочности крыльцевых устройств по-прежнему базируется на расчете стержневой рамы.

Данная методика успешно применима к сплошному крылу и при его расчете дает результаты достаточной точности. Применительно к наборному крыльцевому устройству появляется много допущений связанных с включением элементов крыла в расчетную схему, например: учитываются только достаточно протяженные по размаху крыла детали (обшивка, лонжероны и т.д.).

С увеличением массы и скорости СПК растут нагрузки на крыльцевое устройство (КУ), поэтому крылья со сплошным поперечным сечением становятся чрезмерно тяжелыми. В настоящее время имеет место тренд на использование наборных конструкций КУ.

В приведенном докладе анализируется напряженно-деформированное состояние кормового крыла СПК проекта 03830 («Метеор-2020») по двум расчетным схемам: стержневой и объемной.

Схемы решаются по методике расчета прочности крыльев, трактуемой Правилами РКО с помощью пакета ANSYS Mechanical.

В результате расчетов двух схем, определены эквивалентные напряжения крыла, прогибы и коэффициенты запаса стоек при сжатии. Данные результаты при анализе показали большие расхождения (более 50%) в уровнях напряжений крыльцевого устройства, а так же в коэффициентах запаса устойчивости. Что касается стержневой схемы, то она дает заниженные показатели напряженно-деформируемого состояния и непригодна для расчета наборного крыла.

С допущением в безопасную сторону Правилами РКО нормируется равномерное распределение нагрузки по размаху крыла, из-за чего конструкция в некоторых районах может быть перетяжелена. Чтобы учесть сложное распределение давлений по крылу, авторы предлагают определение последних численными методами гидродинамики.

Нахождение давлений выполняется с помощью программы AUTOWING, основанной на теории дискретных вихрей. Полученное распределение нагрузок экспортируется в прочностной расчет на несущую поверхность объемной схемы.

Картина напряженно-деформируемого состояния существенно отличается от рассчитанной по Правилам Российского Классификационного Общества. Очевидно, что это связано со сложным распределением давлений.

Итоги данной работы имеют большое практическое значение, так как данный метод применяется для расчета крыльцевых устройств конкретного судна, а именно судна на подводных крыльях пр. 03830. Произведенные вычисления позволили оптимизировать конструкцию крыльев в отношении их массы.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ОЦЕНКА ПУТЕЙ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИИ ПО ПОМЕЩЕНИЯМ
ПАССАЖИРСКОГО СУДНА И ПУТИ ЕЕ СНИЖЕНИЯ**

Зенков С.Г., Белов И.М., Иванов М.А.,

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

В докладе представлены результаты анализа причин высоких уровней вибрации в помещении гостиной на пассажирском судне. Установлены основные факторы, определяющие дискомфортные уровни вибрации и разработаны рекомендации по их снижению.

The report presents the results of an analysis of the causes of high vibration levels in the living room on a passenger ship. The main factors determining uncomfortable vibration levels have been identified and recommendations for their reduction have been developed.

При проектировании пассажирских судов большое внимание уделяется комфортному пребыванию людей на судне. Зоны досуга и отдыха пассажиров обычно стараются располагать в удалении от источников вибрации и шума, таких как дизель-генераторы, винты, системы кондиционирования, насосные станции и т.д. Однако, в виду ограниченности пространства судна, проектировщик иногда вынужден размещать такие помещения вблизи источников вибрации. В таком случае, на этапе проектирования необходимо принимать ряд мер по предотвращению передачи вибрации от источника к месту досуга пассажиров и производить расчетную оценку данных мероприятий.

В докладе представлены результаты анализа причин высоких уровней вибрации в помещении гостиной на пассажирском судне. Исследуемое судно представляет собой круизное пассажирское судно с дизель-электрической системой движения. Гостиная располагается над машинным отделением, что приводит к появлению уровней вибрации, исключающих комфортное пребывание пассажиров в данном помещении. С целью определения путей распространения вибрации от главного двигателя к перекрытию палубы в месте расположения гостиной проведен ряд измерений, который включал:

- определение характера распределения уровней вибрации по площади перекрытия палубы в месте расположения гостиной;
- определение спектра собственных частот перекрытия палубы в месте расположения гостиной;
- определение перепада вибрации на амортизаторах главных двигателей;
- определение перепада вибрации в местах крепления системы газовыхлопа к корпусным конструкциям в машинном отделении.

В результате анализа выполненных измерений установлено, что основными факторами, определяющими дискомфортные уровни вибрации в помещениях главной палубы над машинным отделением, являются недостаточная виброизоляция в местах крепления элементов системы газовыхлопа, а также наличие резонансов собственных частот участков перекрытия и упруго подвешенных к палубе масс с частотами возмущающих сил, вызванных работой дизель-генераторов.

По результатам работы разработаны рекомендации по снижению уровней вибрации в помещении гостиной.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КРУПНЫХ ЧАСТИЦ ДЛЯ РАСЧЕТА СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОГРУЖЕННЫХ И ПОЛУПОГРУЖЕННЫХ ТВЕРДЫХ ТЕЛ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ

Карпенко Е.А., Родионов А.А., СПбГМТУ, Санкт – Петербург, Россия

В данной работе реализовано моделирование процесса движения подводной части корпуса судна как твердого тела. Значение погонной силы сопротивления со стороны воды определяется в рамках плоской задачи. Приведены графики изменения значений параметров, характеризующих выход движения тела на стационарный режим. Для различных геометрических форм полностью погруженных в воду тел приведено сравнение с результатами значений присоединенных масс, полученными аналитически. Дополнительно приведены расчетные результаты для полупогруженного в жидкость тела с учетом свободной поверхности.

In this work, modeling of the process of movement of the underwater part of the vessel's hull as a solid body is implemented. The value of the linear resistance force from the water is determined within the framework of a flat problem. Graphs of changes in the values of parameters characterizing the output of body motion to a stationary mode are presented. For various geometric shapes of bodies completely immersed in water, a comparison is given with the results of the values of the attached masses obtained analytically. Additionally, the calculated results for a body semi-immersed in a liquid are given, taking into account the free surface.

Постановка проблемы. При аварийном столкновении судов, кроме локальных повреждений корпуса таранимого судна в зоне контакта, большую опасность для оборудования; энергетических установок и перевозимых грузов, находящихся вне непосредственной зоны контакта, несут превышения критических значений кинематических параметров судна в местах их расположения.

Для определения максимальных значений кинематических параметров необходимо построение динамических моделей судов и моделирование процессов соударения при взаимодействии с внешней водной средой.

В отечественной научно-технической литературе одним из вариантов моделирования силы сопротивления водной среды является увеличение массы движимого в воде тела на величину, зависящую от формы тела и его размеров. Данная постоянная величина является присоединенной массой тела [1]. В первом приближении форму контура подводной части судна моделируют простыми геометрическими фигурами [1,2] по ватерлинии и площади поперечных сечений подводной части корпуса судна. При необходимости более высокой точности вычислений значения силы сопротивления воды используются трудоемкие аналитические зависимости [3,4], что усложняет процесс записи алгоритма решения задачи и увеличивает время расчета.

В программных комплексах, использующих метод конечных элементов, моделирование сопротивления водной среды движению судна требует значительных вычислительных ресурсов. Для оценки достоверности решения задачи необходимы данные натурных экспериментов или результаты аналитических зависимостей, так как алгоритмы расчета прикладных инженерных пакетов закрыты для пользователя.

При сохранении сравнительной быстроты расчета для силы сопротивления воды и приближения к реальным геометрическим характеристикам контура подводной части корпуса судна можно использовать апробированные численные методы механики сплошной среды, к которым относится метод крупных частиц (МКЧ). Его достоверность обусловлена использованием уравнений газовой динамики и гидродинамики и экспериментальными подтверждениями [5, 6].

Основные результаты. В данной работе реализовано моделирование процесса движения подводной части корпуса судна как твердого тела постоянного поперечного сечения под действием внешней силы постоянной величины. Значение погонной силы сопротивления со стороны воды определяется в рамках плоской задачи. Форма контура подводной части корпуса судна моделировалась прямоугольником, эллипсом и кругом. Результаты расчетов показали, что, по прохождении динамических переходных процессов, тело движется равноускоренно, и значение силы сопротивления становится постоянным. Моделирование силы сопротивления водной среды на этапе стационарного режима движения эквивалентно увеличению массы движимого в воде тела на присоединенную массу, зависящую от формы и геометрических характеристик тела.

Приведены графики изменения значений параметров, характеризующих выход движения тела на стационарный режим. Для различных геометрических форм полностью погруженных в воду тел приведено сравнение с результатами значений присоединенных масс, полученными аналитически. Дополнительно приведены расчетные результаты для полупогруженного в жидкость тела с учетом свободной поверхности. Граница воздушной и водной сред моделируется методом концентраций.

Рассмотрена задача определения присоединенной массы твердого тела, полупогруженного в воду, при горизонтальных колебаниях. Представлены результаты для определения присоединенной массы для полупогруженных твердых тел различной геометрической формы, приближенной к реальной форме подводной части корпуса судна.

Заключение. Хорошее согласование с результатами аналитических зависимостей, подтвержденных экспериментально, свидетельствует о применимости данного численного метода крупных частиц для вычисления силы сопротивления забортной воды полностью погруженных и полупогруженных тел в задачах моделирования столкновения судов.

Литература:

1. Замышляев Б. В., Яковлев Ю. С. Динамические нагрузки при подводном взрыве. Л., «Судостроение», 1967. – 388 с.
2. Римап И.С., Крепс Р.Л. Присоединенные массы тел различной формы. Тр. ЦАГИ, №635, 1947.
3. Симаков Г. В., Марченко Д. В., Шхинек К. Н. Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия судов с преградами. Л.: ЛГУ, 1979. – 183 с.
4. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. М.: Наука, 1978. – 382 с.
5. Бабкин А. В., Колпаков В. И., Охитин В. Н., Селиванов В. В. Прикладная механика сплошных сред: Численные методы в задачах физики быстропротекающих процессов: Том 3. М. МГТУ 2005. – 518 с.
6. Белоцерковский О.М.: Численное моделирование в механике сплошных сред: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Физматлит., 1994 – 448 с.
7. Кормилицын Ю.Н., Мельников С.Ю. Томашевский В.Т. Подводный взрыв и его взаимодействие со средами и преградами. СПб.: Наука, 2006– 243 с.
8. Седов Л.И. Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики, ГИТЛЛ, 1950. – 444 с.
9. Карпенко Е.А., Родионов А.А. Использование одномерных моделей при динамическом анализе процесса столкновения судов. Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 1(2), 2022, с.13-19.

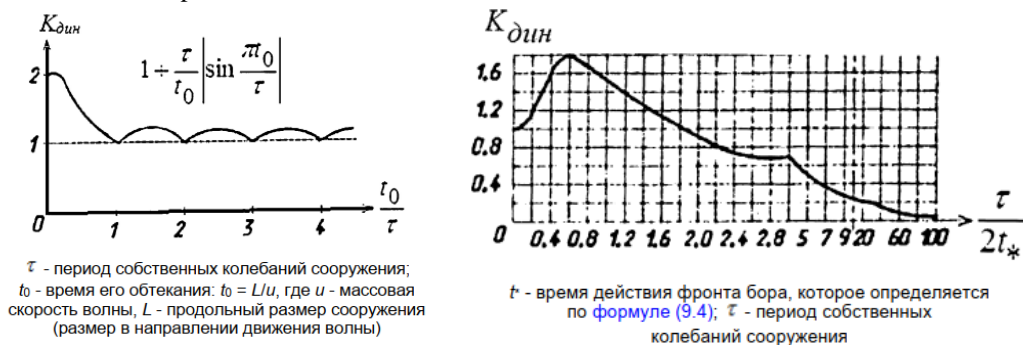
КОЭФФИЦИЕНТЫ ДИНАМИЧНОСТИ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ОТ ДЕЙСТВИЯ ЦУНАМИ НА БЕРЕГОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ

Кондаков Б.И., Островская Н.В., Рутман Ю.Л.,

СПбГАСУ, Санкт-Петербург, Россия

На сегодняшний день, в актуальной версии свода правил СП292 «Здания и сооружения в цунамиопасных районах» для учёта динамической составляющей обрушенной волны цунами приведены графики коэффициентов динамичности (рис. 1), благодаря которым, зная собственные частоты колебаний рассматриваемого сооружения, а также период действия динамической нагрузки, возможно определить нужный коэффициент. С одной стороны, при уже имеющейся понятной изложенной методике можно решить не одну, а целую серию задач, связанных с расчётом нагрузки от цунами, при этом в данных задачах варьируя, например, параметром жёсткости рассматриваемого сооружения. С другой стороны, данный способ требует от инженера, расчётчика конкретных знаний раздела динамики предмета строительной механики, а также знаний и умений решения дифференциальных уравнений. Тем не менее, данный способ обладает определенной неточностью из-за недоучёта особенностей работы ГТС, что в общем сводится к желанию иметь под рукой более точный метод вычисления данных коэффициентов. Одним из таких способов является структурно жидкостный анализ или сопряженный расчёт вычислительной гидродинамики (CFD) и механики деформирования твердого тела (transient structural), в результате выполнения которого можно определить коэффициент динамичности для конкретного гидротехнического сооружения на воздействие конкретной волны цунами.

To date, in the current version of the code of rules SP292 "Buildings and structures in tsunami-prone areas" to account for the dynamic component of the collapsed tsunami wave, graphs of dynamism coefficients are shown (Fig.1), thanks to which, knowing the natural oscillation frequencies of the structure in question, as well as the period of action of the dynamic load, it is possible to determine the desired coefficient. On the one hand, with the already clear methodology described, it is possible to solve not one, but a whole series of tasks related to calculating the load from a tsunami, while varying, for example, the stiffness parameter of the structure in question in these tasks. On the other hand, this method requires an engineer, a calculator, specific knowledge of the dynamics section of the subject of structural mechanics, as well as knowledge and skills in solving differential equations. Nevertheless, this method has a certain inaccuracy due to the underestimation of the features of the GTS operation, which generally boils down to the desire to have a more accurate method of calculating these coefficients at hand. One of these methods is structural fluid analysis or coupled calculation of computational fluid dynamics (CFD) and solid deformation mechanics (transient structural), as a result of which it is possible to determine the coefficient of dynamism for a specific hydraulic structure to the effect of a specific tsunami wave.



τ - период собственных колебаний сооружения;
 t_0 - время его обтекания: $t_0 = Lu$, где u - массовая скорость волны, L - продольный размер сооружения (размер в направлении движения волны)

t - время действия фронта бора, которое определяется по формуле (9.4); τ_* - период собственных колебаний сооружения

Рис.1. График коэффициентов динамичности для обтекаемых сооружений (слева) и для прибрежных сооружений (справа)

Немаловажным параметром, а точнее сказать - основным, при расчётах гидротехнических сооружений на действие волновой нагрузки от цунами является правильная оценка динамической составляющей данной нагрузки, которая выражается в виде коэффициента динамичности и добавляется в виде множителя к формулам 7.10, 9.8 (рис. 1). При всём при этом, существующая методика определения данных коэффициентов сильно ограничена особенностью работы гидротехнического сооружения (далее ГТС). К примеру, для гравитационных ГТС, выполненных из массивов гигантов нельзя учесть влияния дополнительных перемещений от трений между отдельными рядами кладки. На различных грунтах, коэффициент динамичности будет менять своё значение, в зависимости от значений коэффициентов жесткости грунта основания. Все эти нюансы очень трудно реализовать лишь при помощи формул, представленных в СП292 «Здания и сооружения в цунамиопасных районах». Всё вышеизложенное лишь только порождает необходимость инженеров иметь возможность решить разово сложную задачу, в которой бы можно было бы с одной стороны воспроизвести сложное нагружения волны цунами с другой стороны приложить данное воздействие на грани ГТС и тем самым определить перемещения в рассматриваемом ГТС, учитывая такие параметры, как жесткость несущих элементов ГТС, жесткость основания ГТС, начальное состояние конструкций и материала (например, наличие разрушений, вызванных землетрясением, предшествующем цунами), все нелинейные свойства

материалов и т.п. Данную задачу можно решить при помощи структурно-жидкостного анализа в программе Ansys помощью сопряженного расчёта двух отдельных модулей Fluent и Transient Structural (рис. 2). Как итог из вышеизложенного – это чётко сформулированная методика определения коэффициентов динамичности нагрузок, возникающих от действия цунами на береговые сооружения:

1. Предварительное определение нагрузки от цунами при помощи нормативной документации [5];
2. Проверка прочности, жесткости, устойчивости ГТС при помощи полученных значений нагрузки по нормативной документации [6];
3. Определение перемещений от действия статической и динамической составляющих от нагрузки, вызванной цунами при помощи сопряженного расчёта в программе Ansys (рис. 2) или аналогичном программном комплексе [1-4];
4. Определение коэффициента динамичности путем деления перемещения от динамической нагрузки на перемещение от статической нагрузки;
5. Проверка подобранных параметров конструкции ГТС при помощи сопряженного расчетов сравнивая с проверочными расчётами по нормативной литературе [6];

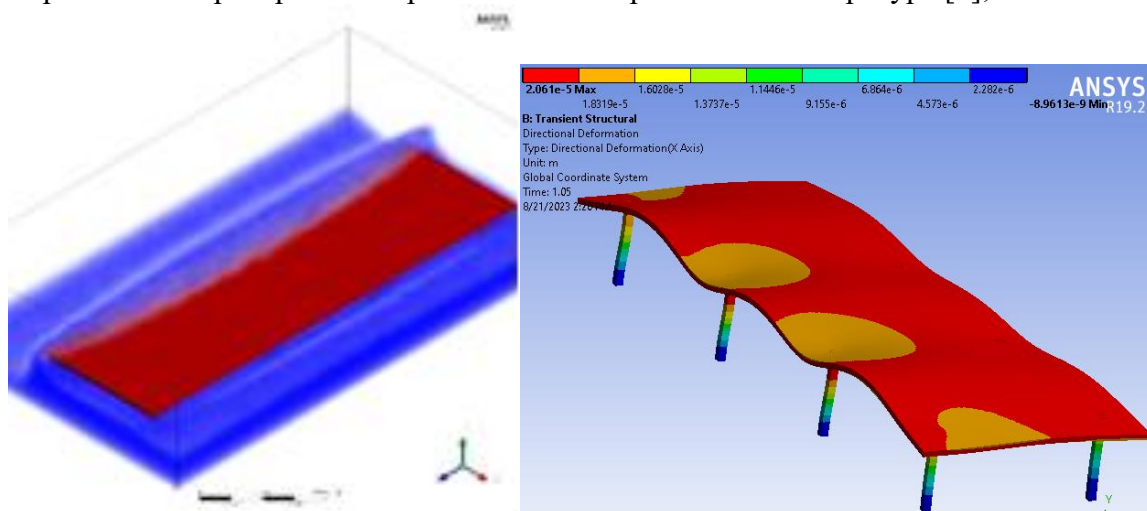


Рис. 2. Слева – результат CDF анализа процесса наката волны цунами на сквозное ГТС. Справа – перемещения от нагрузки, вызванной цунами

Таким образом, сформулированная в данном докладе методика позволит в дальнейшем решать сложные ГТС на воздействие нагрузки, вызванной цунами и тем самым заранее обеспечить необходимый коэффициент запаса прочности, жесткости, устойчивости.

Литература:

1. Ghosh1 D., Mittal1 A. K. and SK Bhattacharyya. Multiphase modeling of tsunami impact on building with openings // The Journal of Computational Multiphase Flows 2016, Vol. 8(2) 85–94
2. Robertson I. N., Carden L. P., Chock G. Y. K. Case Study of Tsunami Bore Impact on RC Wall // Proceedings of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE 2013. June 9—14, 2013, Nantes, France. URL: https://www.researchgate.net/publication/267607620_Case_Study_of_Tsunami_Bore_Impact_on_RC_Wall
3. Robertson I. N., Riggs H. R., Mohamed A. Experimental results of tsunami bore forces on structures // Proceedings of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE2008. June 15—20, 2008, Estoril, Portugal. URL: <http://teri.hawaii.edu/pdf/OMAEO2008Robertson>
4. Рутман Ю. Л., Фильков В. Ю. Определение коэффициента динамичности при воздействии бора на огражденное сооружение гравитационного типа // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2017. Т. 10, № 3. С. 91–96.
5. СП 292.1325800.2017. Здания и сооружения в цунамиопасных районах. Правила проектирования. СПб., 2016. 69 с.
6. СП 58.13330.2019. Гидротехнические сооружения. Основные положения. Москва., Стандартинформ, 2020. 39с.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ АВАРИЙНОМ ПАДЕНИИ ВЕРТОЛЁТА НА ПАЛУБУ ПЭБ

Коршунов В.А., Макаров В.О., Пономарёв Д.А., Родионов А.А.,
СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В работе рассмотрено аварийное падение вертолёта на палубные конструкции морских объектов с ядерной энергетической установкой. Расчет параметров удара при падении выполнен с помощью двух процедур: инженерной методики и численных моделей метода конечных элементов. Получены зависимости от времени скорости движения разрушающегося вертолета, контактной силы удара и потенциальной энергии деформируемых конструкций. Метод конечных элементов дополнительно дал картины деформирования силовых конструкций палубы и фюзеляжа. Результаты работы позволили уточнить границы применимости инженерной методики и определить количественные значения погрешности.

The paper considers helicopter crash on deck structures of offshore facilities with nuclear power plant. Calculation of impact parameters during the fall is performed using two procedures: engineering methodology and numerical models of the finite element method. Time dependences of the collapsing helicopter velocity, contact impact force and potential energy of deformable structures were obtained. The finite element method additionally gave the deformation patterns of the deck and fuselage force structures. The results of the work made it possible to clarify the limits of applicability of the engineering methodology and to determine the quantitative values of the error.

Постановка проблемы. Для доставки оборудования и персонала на суда и морские инженерные сооружения, а также участие в спасательных операциях часто используются вертолеты. Применение вертолета всегда связано с риском возникновения не штатной или аварийной ситуации, что может привести к его падению, в результате чего могут быть повреждены элементы конструкций, а в наиболее опасном случае и защитные сооружения, обеспечивающие экологическую безопасность. Поэтому при проектировании ответственных инженерных сооружений, находящихся в зоне эксплуатации вертолета, его падение рассматривается как проектная авария, а силовые связи конструкции должны проектироваться с учетом аварийных нагрузок. Наиболее опасным аварийное падение вертолёта является для объектов, оборудованных ядерной энергетической установкой (ЯЭУ), что может привести к нарушению обеспечения ядерной и радиационной безопасности. В работе в качестве проектной аварии рассмотрено вертикальное падение вертолета на палубу реакторного отсека плавучего энергоблока (ПЭБ). Традиционно аварийная нагрузка на палубные конструкции оценивается по инженерной методике, основанной на решении задачи Тейлора, и включающая в себя большое количество допущений. Повысить точность анализа аварийной прочности позволяют современные численные модели, базирующиеся на методе конечных элементов и использующие явные схемы интегрирования в нелинейных динамических задачах.

Целью данной работы является уточнение аварийных нагрузок на палубные конструкции ПЭБ, вызванные падением вертолета, с использованием возможностей современных численных процедур на основе метода конечных элементов, а также оценка допущений традиционных методик аварийной прочности

Основные результаты и заключение. В работе рассмотрено два подхода определения аварийной нагрузки от падения вертолета. Первый подход основан на гидродинамической теории распространения и отражения ударных волн и связан с решением дифференциальных уравнений движения с учетом уравнений сохранения масс и импульса. Для данного подхода использована численно-аналитическая процедура, предполагающая представление фюзеляжа вертолета как жестко-пластического стержня с дискретно-переменной массой и площадью сечения. (рис. 1-а). Для уточнения аварийной нагрузки использован подход, основанный на применении МКЭ с явной схемой интегрирования уравнений динамики. Здесь для построения конечно-элементной модели вертолета использовалась балочно-пластинчатая идеализация (рис 1-б). В данном подходе, в отличие от первого, учтены реальные конструктивные и жесткостные параметры перекрытия, путем учета геометрической и физической нелинейности.

В результате проведенных расчетных исследований получены данные по динамическому поведению фюзеляжа вертолета при ударе и параметры внешней аварийной нагрузки. Сопоставление численных результатов с расчетами по инженерной методике показало, что интегральные параметры аварийной нагрузки, определенные по методике, несколько выше, чем по МКЭ, но в целом весьма адекватно описывают аварийную ситуацию. Её ошибки в безопасную сторону не превосходят 30%. Помимо ударных нагрузок МКЭ позволяет получить и динамический

отклик перекрытия в виде перемещений, скоростей и ускорений, что важно при оценке работоспособности оборудования и общих сотрясений корпуса.

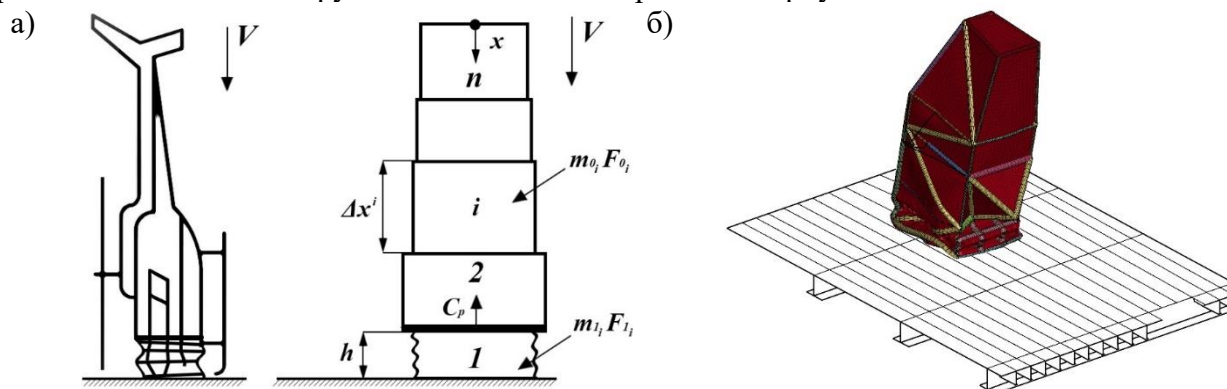


Рис. 1 Подходы к определению нагрузки при падении вертолета: а – гидродинамическая модель; б – конечно-элементная модель

В результате проведенного исследования продемонстрирована возможность применения гидродинамической теории в качестве инженерного подхода к расчету внешних нагрузок при анализе процесса столкновения падающих объектов с конструкциями инженерных сооружений, при этом большинство допущений подтверждается численным моделированием.

Литература:

1. G. Taylor: The Use of Flat-Ended Projectiles for Determining Dynamic Yield Stress. I. Theoretical Considerations.
2. Гольдсмит В. Удар : Теория и физ. свойства соударяемых тел / Пер. с англ. М.С. Лужиной и О.В. Лузина. - Москва : Стройиздат, 1965. - 448 стр.
3. Дульнев А.И. Прочность и сотрясения судовых конструкций в условиях аварийного падения вертолета на палубу «Труды Крыловского государственного научного центра», выпуск №21(305), Санкт- Петербург, 2005 г., стр. 84-100.

APPLICATION OF THE KANTOROVICH – GALERKIN METHOD TO THE PROBLEM OF LONGITUDINAL VIBRATIONS OF A ROPE OF A LOAD-LIFTING INSTALLATION

V.L. Litvinov^{1,2}, K.V. Litvinova^{2,3}

¹ Faculty of Mechanics and Mathematics, Lomonosov Moscow State University, Moscow

² Faculty of Mechanics, Samara State Technical University, Samara

³ Geological Faculty, Lomonosov Moscow State University, Moscow

The approximate Kantorovich–Galerkin method is considered in relation to solving problems describing vibrations of viscoelastic objects with conditions on moving boundaries and analyzing the resonant properties of these objects. Using the Kantorovich-Galerkin method, a high-precision approximate solution is found to the problem of forced longitudinal vibrations of a viscoelastic rope of variable length, one end of which is wound on a drum, and the other is rigidly fixed.

Using the approximate Kantorovich-Galerkin method, a high-precision solution to the problem of longitudinal vibrations of a lifting rope is found, one end of which is wound on a drum, and a load is attached to the other. Particular attention is paid to the consideration of the most common case in practice, when external disturbances act on moving boundaries. The solution is made in dimensionless variables up to second-order values of smallness relative to small parameters characterizing the speed of motion of the boundary. The results obtained for the amplitude of oscillations corresponding to the n th dynamic mode are presented. The phenomenon of steady-state resonance and passage through resonance is investigated. The results are presented in the form of a graphical dependence of the maximum amplitude of rope vibrations when passing through resonance versus time.

The range of problems of the dynamics of objects of variable length is associated with the development of the scientific foundations of the strength, reliability and durability of mining machines and mechanisms, hoisting and transport, towing and trawl equipment and other installations using steel ropes as a working element. With increasing depths and speeds of lifts, and an increase in the weight of the end loads, dynamic phenomena come to the fore, both in the rope itself and in the entire lifting installation. The object of study refers to a wide range of oscillating one-dimensional objects of variable length [1–5]. The presented results make it possible at the design stage to prevent the possibility of occurrence of large-amplitude longitudinal vibrations of the load-bearing links of lifting installations.

The method allows us to take into account the effect of environmental resistance forces on the system, bending rigidity, as well as boundary conditions with weak non-stationarity. The mathematical formulation of the problem includes a partial differential equation with respect to the desired displacement function and inhomogeneous boundary conditions. The Kantorovich–Galerkin method allows one to take into account the initial conditions, but they do not affect the resonant properties of linear systems, so they are not taken into account in this case. By introducing a new function into the problem, the boundary conditions are reduced to homogeneous ones. The solution is carried out in dimensionless variables up to second-order values of smallness relative to small parameters characterizing the speed of motion of the boundary and viscoelasticity. The results obtained for the amplitude of oscillations corresponding to the n th dynamic mode are presented. The phenomenon of steady-state resonance and passage through resonance is investigated using numerical methods. A graphical dependence of the maximum amplitude of rope oscillations when passing through resonance is presented depending on the parameter characterizing viscoelasticity based on the Voigt model. The accuracy of the Kantorovich-Galerkin method is assessed.

Bibliography

1. Goroshko O. A., Savin G. N. Introduction to the mechanics of deformable one-dimensional bodies of variable length. Kyiv: Naukova Dumka, 1971. 270 p.
2. Lezhneva A. A. Bending vibrations of a beam of variable length // Izv. ANSSSR. Mechanics of solids, 1970. No. 1. pp. 159–161.
3. Vesnitsky A. I. Waves in systems with moving boundaries. M.: Fizmatlit, 2001. 320 p.
4. Litvinov V.L. Solution of boundary value problems with moving boundaries using an approximate method for constructing solutions of integro-differential equations, Proc. IMM URO RAS, 26, 2020, 188–199.
5. Litvinov V.L., Litvinova K.V. An approximate method for solving boundary value problems with moving boundaries by reduction to integro-differential equations, Zh. Vychisl. math. and math. Phys., 62:6 (2022), 977–986.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**МОДЕЛИРОВАНИЕ ХРУПКОЙ ТРЕЩИНЫ В РАЗЛИЧНЫХ ЧИСЛЕННЫХ
ПОДХОДАХ**

Мащенко А.В., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В рамках работы на примере задачи о трехточечном изгибе ледовой балки рассмотрены современные численные методы решения задач механики разрушения, имеющие в своей основе метод конечных элементов. Полученные решения верифицируются результатам натурального эксперимента. Поднимается вопрос не только близости результатов моделирования к эталонным значениям, но и о преимуществах и недостатках моделей на примере сложности их создания, вычислительной скорости и возможности применения в рамках решения реальных инженерно-строительных задач.

The paper considers the three-point bending test of ice beam as an example of the actual finite element based numerical procedures for fracture mechanics. The calculation results are verified by the etalon experimental data. The analysis is focused on the accuracy of the obtained numerical outcome and also on models' advantages and disadvantages: the complexity of programming, required computer resources and resulting calculation time and potential ability of practical engineering application.

Материалы и методы. В докладе рассмотрен SMART метод, расширенный метод конечных элементов (РМКЭ) и метод когезионной зоны (МКЗ), примененный на предварительно модифицированной по диаграмме Вороного геометрии. Геометрические размеры образца, условия и процесс проведения натурального эксперимента, а также снятые в его результате значения параметров напряженно-деформированного состояния, были приняты в соответствии с описанными в [1] и [2].

Основные результаты. В результате анализа и сопоставления результатов получилось, что SMART-метод является наиболее точным: и рассчитанная траектория трещины, и предел прочности крайне близки к экспериментальным данным, однако требует существенной вычислительной мощности. РМКЭ более сложен на этапе препроцессинга модели и настройки решателя, однако позволяет получить удовлетворительный результат на порядок быстрее. Метод когезионной зоны в рамках задачи о единичной трещине с предсказуемой траекторией является малоэффективным, однако в случаях более сложного и непредсказуемого разрушения остается единственно возможным.

Литература:

1. Jie Su Experimental Studies on Elastic Modulus and Flexural Strength of Sea Ice in the Bohai Sea / Shun-ying Ji, An-liang Wang, Jie Su, Qian-jin Yue // Journal of Cold Regions Engineering. – 2011. – С. 181-195
2. Ли Шуньин Экспериментальные исследования и анализ характеристик предела прочности морского льда на изгиб вдоль побережья бохайского залива. Сравнение с пределом прочности морского льда на изгиб морей русской Арктики / Ли Шуньин, Пэн Чэн, В.А. Пяткин // Евразийский Союз Ученых. – 2018. – №4. – С. 52-60
3. Крыжевич Г.Б. Основы механики разрушения / Г.Б. Крыжевич / СПбГМТУ. – 2020. – С. 6
4. Мащенко А.В., Коршунов В.А. Дискретизации области для численного решения задач разрушения / А.В. Мащенко, В.А. Коршунов, Р.С. Мудрик, Д.А. Пономарев, А.А. Родионов // Морские интеллектуальные технологии. – 2021. – т.2 №4. – С. 45-52.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЗОК НА КОНСТРУКЦИИ
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ КАТАМАРАНОВ**

Назаров А.Г., к.т.н., «АН Марин Консалтинг», Москва, Россия

В работе представлены некоторые результаты экспериментальных исследований величин вертикальных ускорений и давлений на днище судов катамаранного типа. Описано экспериментальное оборудование и особенности измерений, приведено сравнение результатов измерений с расчетами по методикам классификационных обществ и стандартов.

The paper presents some results of experimental studies of vertical accelerations and bottom pressures on of catamaran craft. Experimental equipment and measurement features are described, and the measurement results are compared with calculations according to the methods of classification societies and standards.

Катамараны являются перспективным и динамично развивающимся типом высокоскоростных судов (ВСС), которые получают распространение и РФ, особенно для пассажирских перевозок. В практике классификационных обществ (КО), основой для расчета местной прочности пластин и балок набора катамарана ВСС является расчётное давление, определяемое через вертикальное ускорение [1]. Под руководством автора выполнен ряд экспериментальных исследований вертикальных ускорений и нагрузок [2], которые были в дальнейшем использованы при разработке стандарта ISO12215-7:2021. В ходе исследований решались задачи разработки методики экспериментального определения вертикальных ускорений и давлений на днище, проведения измерений на ряде судов, а также сравнение полученных результатов с расчетными методикам ряда КО.

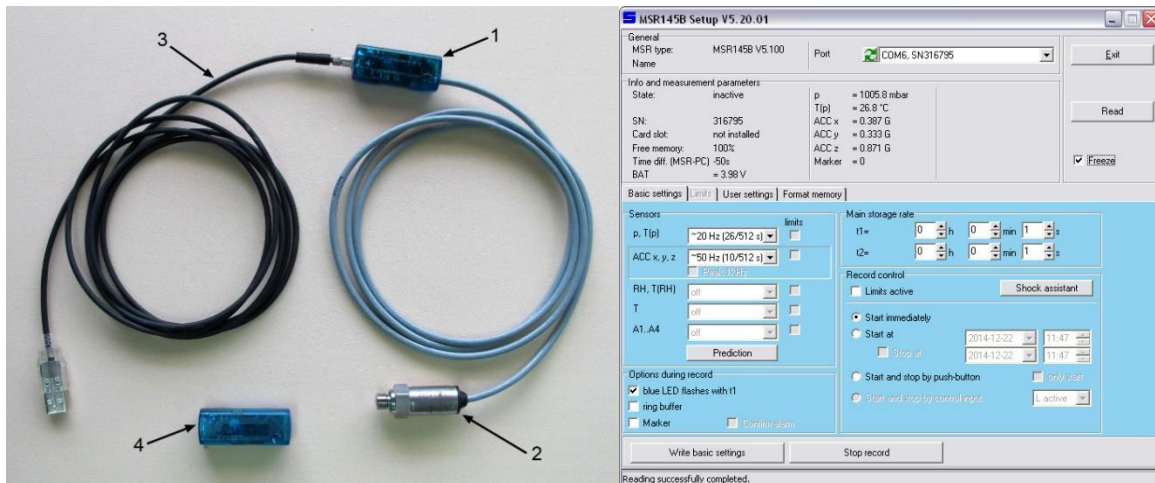


Рисунок 1 – Оборудование и программное обеспечение: 1 – регистратор MSR145 со встроенным акселерометром; 2 – манометр, устанавливается через кингстон; 3 – интерфейсный кабель; 4 – регистратор данных и акселерометр MSR145.

Для регистрации параметров волнения применялся компактный волновой буй Wavetector-2 производства IMAA, позволяющий производить запись профиля волнения, включая высоту и период волн, и сохранять результаты в виде файла для дальнейшей обработки. Для измерения ускорений использованы трехкомпонентные акселерометры с регистраторами данных типа MCR145 производства MicroDAC (рис.1), позволяющие производить запись ускорений в автономном режиме, с частотой до 50Гц в диапазоне до 16g при абсолютной погрешности 0.05g. Опыт показывает, что наибольший интерес представляют ускорения в центре масс судна (ЦМ) и на носовом перпендикуляре (НП), что обуславливает установку датчиков. Обработка результатов включает несколько этапов [3]: исключение компонент вибрации судовых конструкций в записи ускорений; выделение пиков ускорений и оценка их значений; анализ величины ускорений в соответствии с необходимой величиной обеспеченности.

В ходе исследований получены замеры для судов катамаранного типа (рис.2); наиболее ценные по вариативности результаты получены на судах малого размера. Экспериментальные данные сравнивались с расчетными нагрузками по методикам КО. В целом, несмотря на различия в наполнении методик получаемые расчетные давления близки; наиболее близкими к результатам измерений оказываются стандарт ISO12215-5 и правила GL HSC-2012. Полученные в работе результаты использованы для проектирования катамаранов и совершенствования нормативных документов.

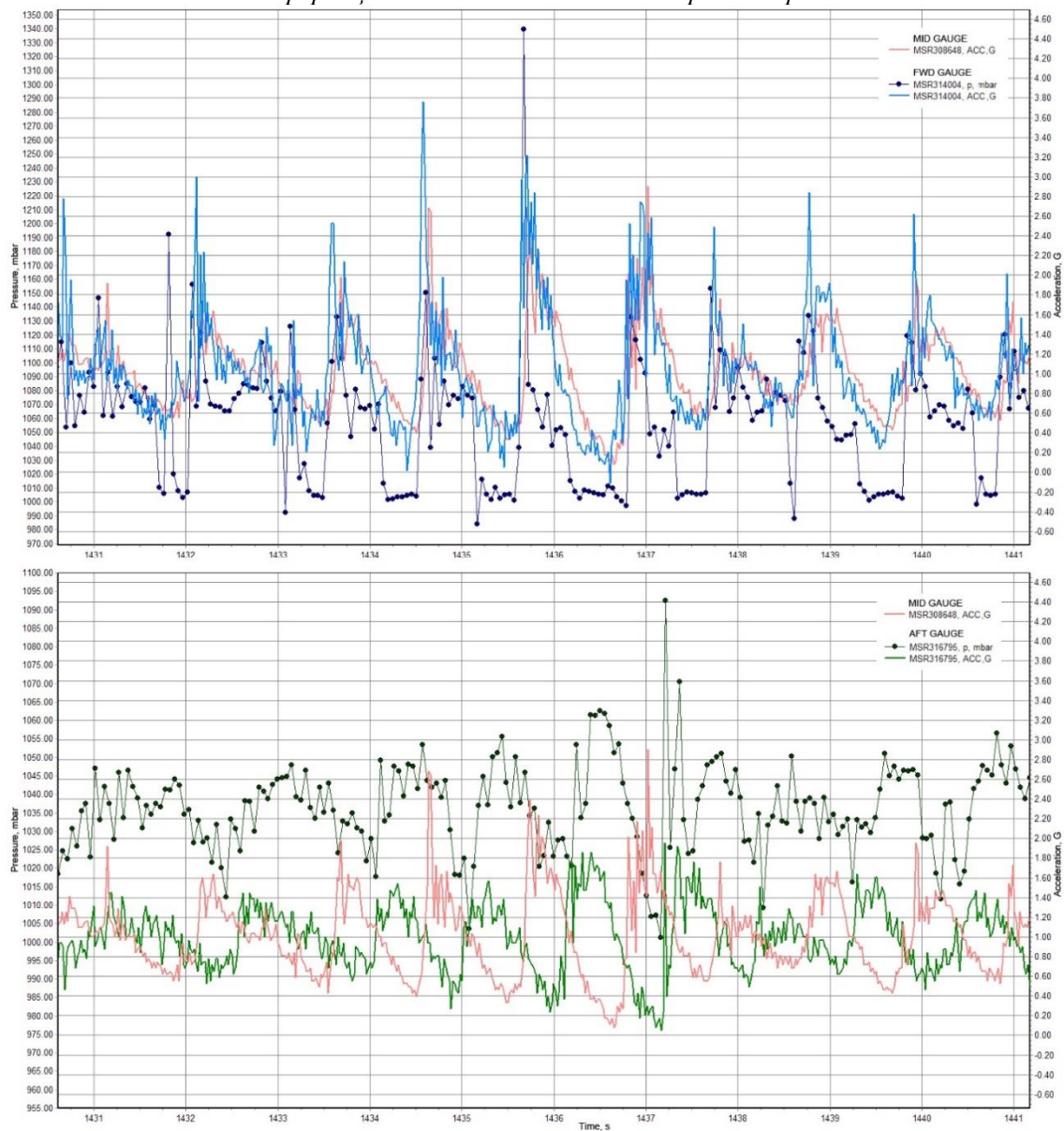


Рисунок 2 – Образцы записей ускорений (сверху) и давлений (снизу) на днище на экспериментальном высокоскоростном катамаране длиной по КВЛ 7.1м на скорости 21 уз, встречная волна, $h_{1/3}=0,34$ м

Литература:

1. Blount D.L. Performance by Design: Hydrodynamics for High Speed Vessels. 2014.
2. Nazarov A. Suebyiw P., Piamalung A. Experimental assessment of Impact Loads on Catamaran Structures// Design & Operation of Wind Farm Support Vessels, 28-29 January 2015, London, UK - p.75-84.
3. Riley M.R., Coats T.W. A Simplified Approach for Analyzing Accelerations Induced by Wave Impacts in High-Speed Planing Craft The 3rd Chesapeake Power Boat Symposium, Annapolis, 14-15 June 2012.

РАСЧЕТ ОБЩЕЙ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ АМОРТИЗАЦИИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА MAN 8L21/31 С ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Минасян М.А., Силантьев И.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Целью работы является предложение по замене опорных виброизоляторов системы амортизации судового ДГ MAN 8L21/31 на отечественные. Результаты работы:

1. В качестве примера, предложен применение 10 виброизоляторов АДП-2200.
2. Подтверждена правильность выбора опор АДП-2200 построением частотной диаграммы.
3. Предлагается применение как серийно выпускаемых, так и новых, например, канатных, комбинированных и других нетрадиционных виброизоляторов.

The aim of the work is to propose the replacement of the support vibration isolators of the ship DG MAN 8L21/31 amortization system with domestic ones. The results of the work are:

1. As an example, the application of 10 ADP-2200 vibration isolators is proposed.
2. The correctness of the choice of ADP-2200 supports is confirmed by construction of the frequency diagram.
3. The application of both commercially available and new, for example, rope, combined and other non-traditional vibration isolators is proposed.

1. Объект исследования и цель работы

Объектом исследования является система опорной амортизации судового дизель-генератора MAN 8L21/31 (рис. 1). Целью работы является предложение по замене опорных виброизоляторов системы амортизации СДГ MAN 8L21/31 на отечественные.

2. Результаты расчета амортизации СДГА MAN 8L21/31

Задача расчета амортизации сводится к необходимости выбора таких параметров амортизации, чтобы ни одна из 6 частот свободных колебаний механизма не совпала с зонами частот вынужденных колебаний (рис. 2).

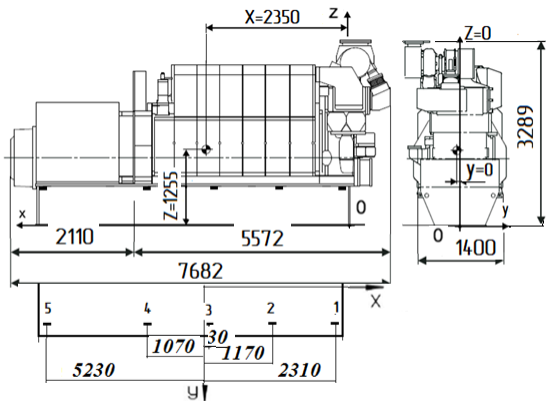


Рис.1- Координаты центра масс ДГ MAN 8L21/31 и расположения 10 виброизоляторов АДП-2200

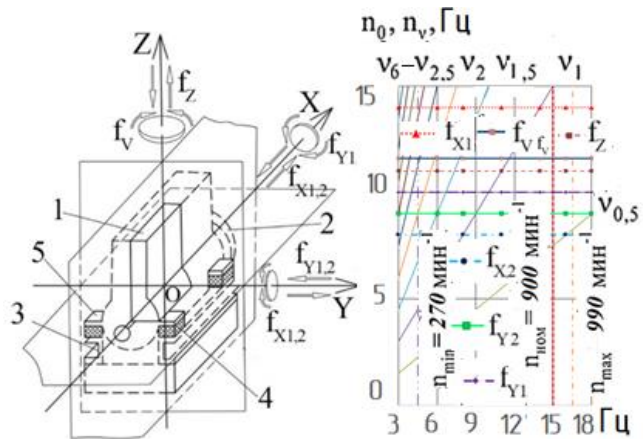


Рис. 2- Схема 6 частот свободных колебаний СДЭУ (а) и частотная диаграмма результатов расчета амортизации

- 1-двигатель; 2- генератор; 3- несущая рама; 4- виброизолятор; 5-опорная лапа

3. Выводы

1. Все шесть частот свободных колебаний виброизолированного агрегата лежат выше или на пределе нижней допустимой границы диапазона частот 1-го порядка ходовой вибрации для всех групп судов, т.е. соблюдено отношение $\frac{f_n}{f_{ж}} \geq 1,3$

2. Отклонение агрегата от равновесного положения при крене и дифференте $S \leq [S_k] = 6 \div 8$ мм, без учета бортовых, носовых и кормовых ограничителей.

3. Запас прочности виброизолятора составляет 1,18.

4. Виброизоляторы, должны быть испытаны на судне.

5. Виброизолирующая эффективность виброизоляторов АДП-2200, начиная с 80 Гц, составляет 5 - 20 дБ.

6. Предлагается применение как серийно выпускаемых, так и новых виброизоляторов, например, канатных, комбинированных и других нетрадиционных видов.

Литература:

1. Беляковский, Н.М. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах / Н.М. Беляковский. – Л.: Судостроение, 1965. – 523 с.
2. Ионов, А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах / А.В. Ионов. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000. – 348 с.
3. Минасян, М.А. Амортизация судовых механизмов, приборов и аппаратуры тросовыми и комбинированными виброизоляторами / М.А. Минасян // Судостроение. – 2004. – № 1. – С. 39–43.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ПЕРВОНАЧАЛЬНО ИЗОГНУТЫХ РАСТЯЖИМЫХ БАЛОК ЭЙЛЕРА-БЕРНУЛЛИ (АРОК) С ЭФФЕКТОМ РАСТЯЖЕНИЯ-ИЗГИБА

Паульс В.В.¹, Сорокин С.В.²

¹Политехнический университет Марке, Анкона, Италия

²СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Это исследование фокусируется на анализе изначально изогнутых, растяжимых балок (арок) Эйлера-Бернулли с использованием метода конечных элементов (МКЭ). Разработана формулировка конечного элемента (КЭ) с учетом кривизны исходной конфигурации. Формулировка предлагает также учет растяжимости оси балки, что повышает точность, но также добавляет сложности в формулировку функций формы и уравнений. Результаты, полученные с использованием такого варианта МКЭ сравниваются с известными аналитическими результатами и коммерческим программным обеспечением.

Ключевые слова: Изогнутая балка (Арка) Эйлера-Бернулли, Метод конечных элементов, Собственная частота, Начальная кривизна, Нелинейная динамика.

This study focuses on the analysis of initially curved, stretchable beams (arches) Euler-Bernoulli using the finite element method (FEM). The formulation of the finite element (FE) has been developed taking into account the curvature of the initial configuration. The formulation also suggests taking into account the extensibility of the beam axis, which increases accuracy, but also adds complexity to the formulation of shape functions and equations. The results obtained using this version of the FEM are compared with known analytical results and commercial software.

Keywords: Curved beam (Arch) Euler-Bernoulli, Finite element method, Natural frequency, Initial curvature, Nonlinear dynamics.

Исследуется распределение собственных частот в зависимости от первоначальной кривизны. Кроме того, исследование затрагивает проблемы, связанные с нелинейной статикой и динамикой изогнутой балки. Результаты вносят вклад в понимание динамического отклика изначально изогнутых балок, включая влияние эффекта 'взаимного отталкивания' собственных частот с изменением форм колебаний за счет изменения начальной кривизны, нелинейные формы колебаний и динамическое поведение.

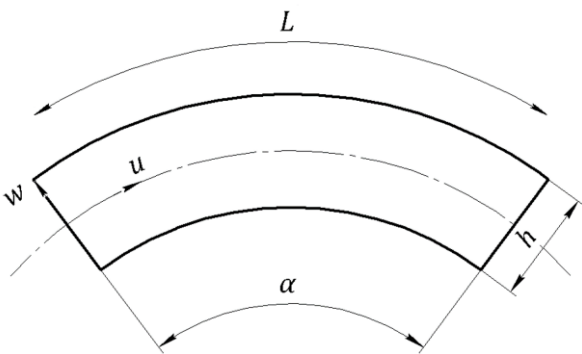


Рисунок 1 Кривая балка, где w – изгиб, u – растяжение, α – начальная кривизна, L – длина балки (длина центральной оси), h – высота поперечного сечения (квадратного)

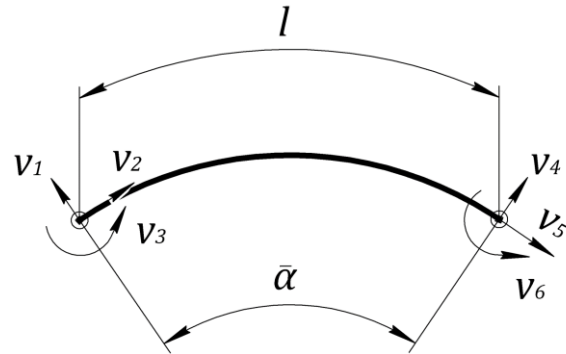


Рисунок 2 Конечный элемент кривой балки, где v_n – амплитуды перемещений КЭ, $\bar{\alpha}$ – начальная кривизна КЭ, l – длина КЭ

Изгибная (κ) и мембранная (ϵ) деформации:

$$\kappa = \alpha + \frac{\phi'}{s'}, \quad \epsilon = s' - 1,$$

где s' – растяжения оси, ϕ' – угол поворота в деформированном состоянии.

Для определения функций форм КЭ с начальной кривизной решается линейная статическая задача равновесия элемента кривой балки. Линеаризованные уравнения имеют вид:

$$\begin{cases} EA(\alpha^2 w + \alpha u') + EI(w^{IV} - \alpha u''') = 0 \\ EA(-\alpha w' - u'') + EI(\alpha w''' - \alpha^2 u'') = 0 \end{cases}$$

Линейное решение представляет собой сумму шести произведений форм и амплитуд, соответствующих шести граничным условиям (изгиб, продольное и угловое перемещение на обоих концах КЭ):

$$w = \sum_{i=1}^6 W_i(z)v_i, \quad u = \sum_{i=1}^6 U_i(z)v_i.$$

Матрица жесткости и матрица масс получены применением метода Бубнова-Галеркина:

$$\int_0^l [EA \epsilon \delta \epsilon + EI \kappa \delta \kappa + \rho A (w \delta \dot{w} + u \delta \dot{u})] dz.$$

Сравнение разработанного КЭ с учетом начальной кривизны проведено с аналитическим решением, основанным на методе многих масштабов времени [4] с одномодовым усечением

Бубнова-Галеркина, и теорией полой балки для малых углов начальной кривизны. В отличие от КЭ, коммерческий элемент beam 188 в Ansys APDL, основанный на теории балки Тимошенко, не учитывает начальную кривизну и требует использования большего количества элементов для достижения аналогичной точности: минимум 24 КЭ для нового элемента против 200 КЭ для beam 188.

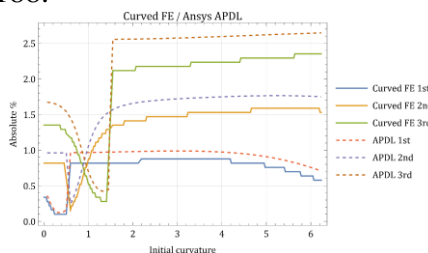


Рисунок 3. Сравнение распределений ошибки собственных частот относительно начальной кривизны

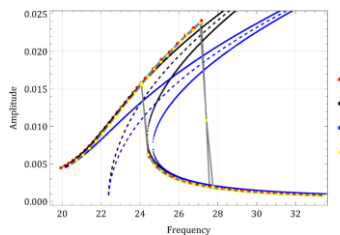


Рисунок 4. АЧХ для начальной кривизны 0.00314 радиан

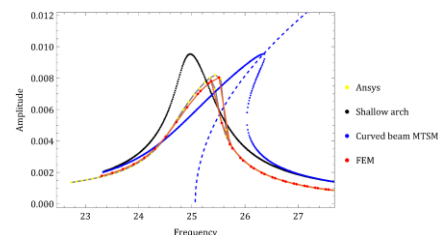


Рисунок 5. АЧХ для начальной кривизны 0.1 радиан

Рисунок 3 демонстрирует, что 24 кривых КЭ обеспечивают сопоставимые, а в некоторых аспектах даже лучшие результаты, чем 200 элементов beam 188.

Далее представлены результаты анализа задачи динамики с учетом нелинейности в жесткости до третьего порядка. Рисунок 4 показывает близость АЧХ полученных КЭ, beam 188 и теорией полой балки, при этом отклонения аналитического решения обусловлены влиянием продольной инерции, что представляет предмет дальнейшего исследования.

Рисунок 5 демонстрирует отличия между результатами КЭ и теорией полой балки, однако оба КЭ близки к аналитическому решению кривой балки, с тенденцией к сходимости и взаимному влиянию собственных частот.

В выполненном исследовании представлен новый метод моделирования линейной и нелинейной динамики изначально изогнутых растяжимых балок Эйлера-Бернулли с использованием конечных элементов. Разработанный КЭ с учетом начальной кривизны обладает повышенной точностью по сравнению с коммерческим beam188 и эффективен в решении задач нелинейной статики и динамики, что расширяет применение МКЭ в инженерной практике и анализе динамических систем.

Литература:

1. Калинин В.С., Устойчивость, прочность и колебания элементов судовых конструкций, – Л.: Судостроение, 1987, 304 с.
2. Chidamparam P. and Leissa A. W., Vibrations of Planar Curved Beams, Rings, and Arches, Applied Mechanics Reviews, Volume 46, number 9, 1993, pp. 467-483
3. F. Benedettini, R. Alaggio, D. Zulli, Nonlinear coupling and instability in the forced dynamics of a non-shallow arch: theory and experiments, Nonlinear Dynamics, Volume 68, 2012, pp. 505-517.
4. Y. Vetyukov, Nonlinear Mechanics of Thin-Walled Structures, Asymptotics, Direct Approach and Numerical Analysis, Springer-Verlag Wien, 2014
5. Nam-Ho Kim, Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis, Springer New York, NY 2014.
6. Peng Zhang, Jianmin Ma, Menglan Duan, Ye Yuan, Jinjia Wang, A high-precision curvature constrained Bernoulli–Euler planar beam element for geometrically nonlinear analysis, Applied Mathematics and Computation, Volume 397, 2021, 125986
7. Li, L., Wang, Y., Guo, Y. et al. Large deformations of hyperelastic curved beams based on the absolute nodal coordinate formulation. Nonlinear Dyn 111, 4191–4204 (2023)

РАСЧЕТ ПО ЧАСТЯМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ (3-D) МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНОЙ МОРСКОЙ ПЛАТФОРМЫ КАК МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «СООРУЖЕНИЕ - СВАЙНЫЙ ФУНДАМЕНТ - ОСНОВАНИЕ (ГРУНТ)»

Сутырин В.И.¹, Кужахметова Э.Р.²

¹БФУ им. И.Канта, Калининград, Россия

²АО КТБ Железобетон, Астрахань, Россия

Технология добычи ископаемых на морском шельфе связана с использованием стационарных сооружений (платформ) различных типов. Указанные платформы применяют также для военных и навигационных целей. В докладе рассматривается расчет конструкции платформы, установленной на опорном основании ферменного типа.

The technology of offshore mining is associated with the use of stationary structures (platforms) of various types. These platforms are also used for military and navigation purposes. The report discusses the calculation of the structure of the platform installed on a truss-type support base.

Подобные сооружения удерживаются в рабочем положении при помощи стальных трубчатых свай, забитых в грунт через опорные колонны (фундаменты глубокого заложения).

Сваи противостоят нагрузкам от верхнего строения и обеспечивают устойчивость сооружения в штормовых и ледовых условиях. Внешние нагрузки обуславливают возникновение существенных перемещений и напряжений в элементах конструкции сооружения, в том числе в сваях, забитых в грунт. Сваи воспринимают весовую нагрузку и работают на сжатие. Однако опрокидывающие моменты, возникающие под воздействием ветра и волн, могут приводить к существенным растягивающим внутренним силам в сваях, а также к поперечным усилиям и изгибающим моментам. По этой причине проектирование (конструирование) стационарной платформы требует расчетного определения напряженно-деформированного состояния ее элементов с учетом взаимодействия с грунтовым основанием различной реологии.

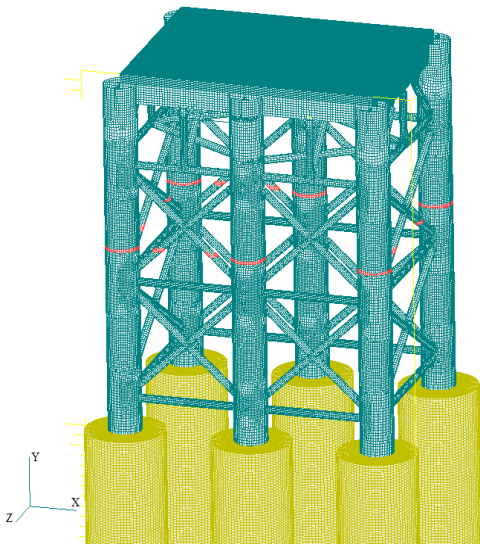


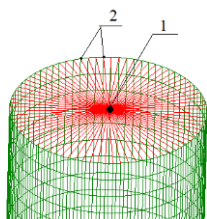
Рис.1. Пространственная (3-D) конечно-элементная модель конструкции стационарной платформы

конечно-элементную модель конструкции как большой механической системы; 2). Повысить эффективность ее многовариантного инженерного анализа; 3). Получить и проанализировать данные о практически значимых характеристиках состояния конструкции (выхода системы) с учетом воздействия внешней среды. В качестве выходных данных в докладе рассматриваются характеристики напряженно-деформированного состояния (НДС) системы, а также упругие реакции оголовка сваи (находящегося на уровне поверхности грунта) на статические горизонтальные и вертикальные нагрузки. При решении задач применен программный комплекс FEMAP with NX NASTRAN. Модель конструкции сооружения сформирована с использованием оболочечных конечных элементов типа *Plate* (металлоконструкции, включая сваи), а также объемных конечных элементов типа *Solid* (грунтовые массивы) (рис.1). Физико-механические характеристики материалов: модуль Юнга стали $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, модуль Юнга грунта (песок) $18 \cdot 10^6$ Па, коэффициент Пуассона 0,3. Общее число конечных элементов расчетной модели: 5272382. Диаметр свай в модели составляет 1 м. Длина свай варьировалась в диапазоне от 20 до 60 м. Порядок разрешающей системы уравнений: 16125672. При решении задачи на первом этапе расчета коэффициенты матрицы жесткости и нагрузки каждого свайного фундамента приводятся к его центральному опорному узлу оголовка сваи (суперузлу). Редуцирование подсистемы фундамента выполняется с применением специализированной фронтально-вихревой вычислительной процедуры. Суперузел является мастер-узлом (*Master node*) верного жесткого элемента (типа *Rigid*), формируемого в сечении стыковки сваи с опорной колонной. Его зависимые узлы (*Slave nodes*) выбираются на контурах поперечного сечения сваи и колонны (рис.2). Затем формируется и решается уравнение равновесия подсистемы надземной части сооружения с учетом опирания на суперузлы свайных фундаментов. По найденным узловым перемещениям определяются

характеристики НДС конструкции надземной части (рис.3). Таким образом, преобразованная расчетная схема представляет надземную часть сооружения, установленную на дискретном упругом основании с обобщенными жесткостными характеристиками. Ввод внешних суперузлов подсистемы «фундамент-основание» рационализирует инженерный анализ. Так, порядок системы разрешающих уравнений равновесия, сформированной для преобразованной расчетной схемы, оказался в 12 раз меньше по сравнению с порядком глобальной системы. При этом выигрыш по расчетному времени (мин) составил: $T/T^* = \frac{600N_v}{9N_s + 0,25N_v}$, где T и T^* - время анализа исходной

(глобальной) и преобразованной систем соответственно; N_v – количество расчетных вариантов решения задачи при конструировании; N_s – количество анализируемых свай с различной реологией прилегающих грунтовых массивов.

а)



б)

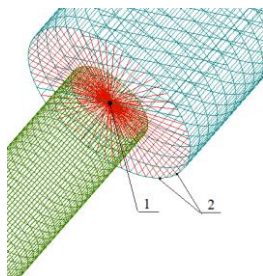


Рис.2. Применение «верных» *Rigid*- элементов: а) - для обобщения жесткости оголовка сваи; б)- для стыковки суперузла сваи с опорной колонной; 1 – *Master node*; 2- *Slave nodes*

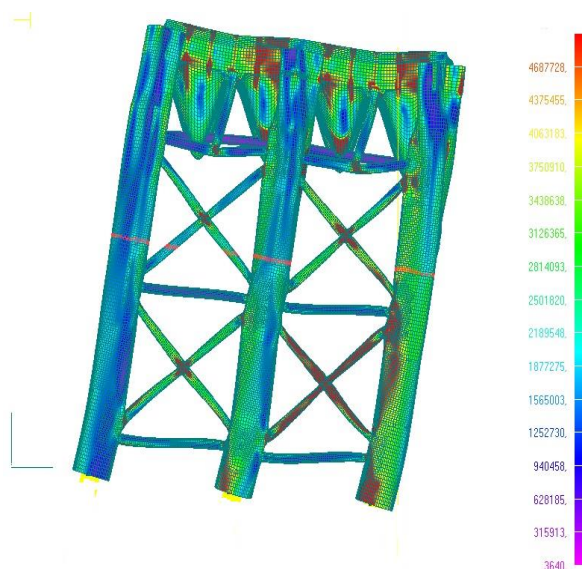


Рис.3. НДС надгрунтовой части сооружения (показана картина напряжений Мизеса)

Разбиение большой разрешающей системы на части, их алгебраическое редуцирование и последующее объединение позволяют существенно уменьшить общий объем вычислительной работы и повысить эффективность многовариантного инженерного анализа расчетной модели сооружения без потери точности результата.

УДК 629.12:539.433

АЛГОРИТМ И ПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА КРУЧЕНИЯ ТОНКОСТЕННОГО ПРОФИЛЯ

Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В статье рассматриваются особенности деформированного состояния тонкостенных профилей, работающих при различных видах деформации. Представлен разработанный универсальный алгоритм для автоматизированного расчета основных параметров деформируемых тонкостенных стержней с определением центра изгиба-кручения.

The article discusses the features of the deformed state of thin-walled profiles operating under various types of deformation. The developed universal algorithm for automated calculation of the main parameters of deformable thin-walled rods with the determination of the bending-torsion center is presented.

Введение. Прогресс любого современного производства неотъемлемо связан не только с проектирование новых современных машин, имеющих улучшенные качественные и технологические показатели работы, но и с усовершенствованием уже существующих, путем оптимизирования их конструктивно-режимных параметров [1]. С целью оптимизации при проектировании конструктивных элементов в последнее время получили тонкостенные поперечные сечения, конструкции из которых имеют меньшую массу по сравнению с массивными сечениями, что и является в инженерных расчетах методом оптимального проектирования. Методика расчета прочностных характеристик для тонкостенного замкнутого профиля аналогична общераспространенным методикам расчета массивных профилей, однако для расчета незамкнутых профилей она ограничено применима, ввиду не совпадения центра кручения с центром масс площади сечения [2].

Модель и алгоритм расчета. Особенностью незамкнутых тонкостенных профилей работающих на изгиб является появление касательных напряжений в сечениях, приводящих к смене деформации изгиба на изгиб с кручением. Однако, тонкостенные незамкнутые профили иначе работают на кручение, поэтому при проектировании конструкции нужно постараться избежать этого явления или контролировать его [3]. Задачей является определение положения плоскости приложения нагрузки, в которой не будет деформации кручения. Теоретически данная плоскость проходит через линию, проведенную через центр кручения-изгиба, поэтому задача переходит в расчет координат этой точки для любого незамкнутого профиля. В любом случае, если не удастся избежать возможного кручения, его учёт является качественно необходимым при анализе деформирования конструкции.

Описание программы. Для расчёта тонкостенных профилей использован существующий метод с дополнениями, позволившими автоматизировать расчёт разветвлённых профилей. Такие профили рассчитываются как одна непрерывная линия, некоторые участки которой могут иметь нулевую толщину, для большей наглядности программа изображает толщину листа. Отрезки нулевой толщины не рисуются, но присутствуют в таблице участков профиля. Наличие этих элементов позволяет автоматизировать возврат в точку ветвления и избегать двойного учёта накладывающихся площадей, что повышает достоверность рассчитанных характеристик. Главная цель расчёта – положение центра кручения-изгиба.

В нашей программе симметрии профиля не учитывается. Сначала находятся центр тяжести площади сечения и главные центральные оси инерции, которые затем используются для нахождения центра кручения, при этом начальной точкой всегда является первая точка в списке. Поэтому особенно полезно сравнение результатов, полученных разными подходами.

Нами проведено сравнение с расчетами некоторых тонкостенных незамкнутых профилей по существующим методикам, представленных в учебной литературе [4]. Совпадение данных весьма высоко, что позволяет с уверенностью использовать программу для расчета многих типов тонкостенных профилей.

На сегодняшний момент актуальным является возможное распространение применяемого подхода к расчёту тонкостенных профилей, включающих в себя участки, являющиеся замкнутыми контурами, что часто встречается на практике.

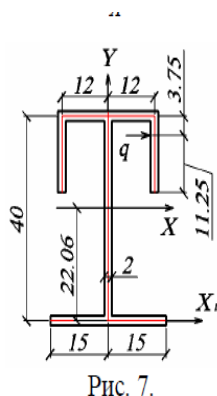


Рис. 7.

Координаты центра тяжести (рис. 7)

$$y_0 = \frac{S_{x1}}{A} = \frac{5470}{248} = 22,06 \text{ см};$$

$$x_0 = 0 \text{ см.}$$

Моменты инерции относительно центральных осей (вычисляются при помощи эпюр линейных координат рис. 8 и 9)

$$J_x = \int_A y^2 dA = \int_l y^2 \delta \cdot dl = 63317,90 \text{ см}^4;$$

$$J_y = \int_A x^2 dA = \int_l x^2 \delta \cdot dl = 15444 \text{ см}^4.$$

Определяем координаты центра изгиба

$$a_y = -\frac{S_{\omega By}}{J_y} = \frac{502560}{15444} = 32,54 \text{ см},$$

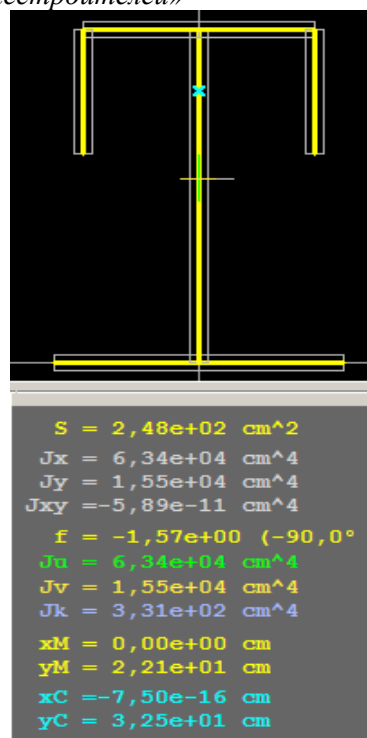


Рис. 1 Пример аналитического счета и работы программы

Литература:

1. Мелкоян А.Л., Николаев Д.А. Квазиодномерные модели для анализа параметров вибрации судового корпуса на ранних стадиях его проектирования. СПб, Моринтех, №2(44)Т.1, 2019, стр.45-51.
2. Мелкоян А.Л., Николаев Д.А. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения. СПб, Морской вестник №1(81), 2022, стр. 53-58.
3. Бабанин Н.В., Мелкоян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. СПб, Труды ФГУП КГНЦ, Спец. Выпуск 1-2022, стр. 72-79
4. Бабанин Н.В., Мелкоян А.Л., Николаев Д.А. Расчет параметров вибрации конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией. СПб, ТРУДЫ СПБГМТУ, 2023 (5, 1), Спец. Выпуск 2023, стр. 106-119.

ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ТРАПЕЦИЕВИДНЫХ БАЛОК ИЗ ПКМ С ПОМОЩЬЮ ЦИФРОВЫХ МОДЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ИДЕАЛИЗАЦИИ РАЗЛИЧНЫХ УРОВНЕЙ

Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В работе рассмотрена методология анализа НДС трапециевидных профилей из ПКМ на основе многоуровневой идеализации. Предложены процедуры выполнения расчетного анализа на основе численных и аналитических моделей. Численные процедуры включают применение конечных элементов различного уровня.

The paper discusses the methodology for analyzing the stress-strain state of trapezoidal profiles made of composite material based on multi-level idealization. Procedures for performing computational analysis based on numerical and analytical models are proposed. Numerical procedures use finite elements of various types.

Трапециевидные и П-образные профили из полимерных композиционных материалов (ПКМ) нашли широкое применение в судостроении. Хотя по массе они и превосходят аналогичные тавровые профили, однако благодаря своей технологичности постепенно вытесняют использование последних. Кроме того, обладая большей жесткостью на кручение, трапециевидные профили обеспечивают увеличение устойчивости пластин обшивки по сравнению с аналогичными тавровыми балками. Однако использование в этих профилях легковесного наполнителя вносит проблемы, связанные с его отслоением в местах действия повышенных касательных напряжений. Вместе с тем, высокие сдвиговые усилия возникают и в местах приформовки профиля к обшивке. Таким образом помимо оценки общей прочности для данных профилей необходимо выполнять оценку напряженно-деформированного состояния (НДС) локальных зон с большими градиентами напряжений (см. рис.1).

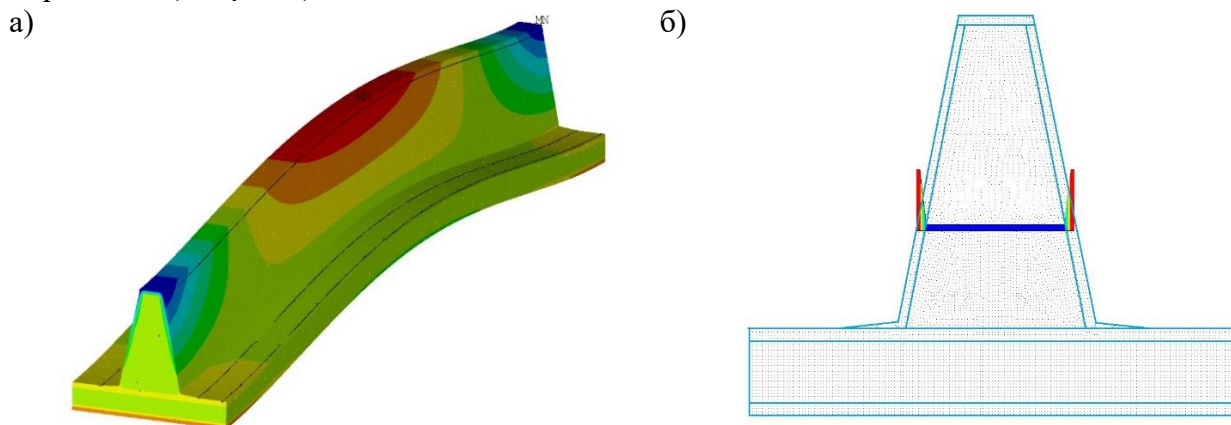


Рисунок 1 – Напряженное состояние трапециевидного профиля: а) общая картина нормальных напряжений; б) градиенты касательных напряжений в местах приклейки наполнителя к стенкам

Все это требует изменения подхода к проектированию надежных, функциональных и технологичных конструкций из ПКМ, который должен учитывать совершенствование материалов, вычислительных и цифровых технологий. Естественно, возрастает сложность постановки задач на проектирование как новых, так уже и применяемых изделий из ПКМ. Это приводит к необходимости работать с большими массивами данных, включающие в себя функциональные требования, геометрические параметры и свойства материала на микро-, мезо- и макроуровнях. Эти массивы данных тесно взаимосвязаны, что приводит к необходимости использовать многоуровневые подходы к численному анализу и (цифровому) проектированию. Проектирование технических систем связано прежде всего с принятием решений по отдельным элементам конструкции для достижения заданных целевых показателей. Процесс проектирования так же, как и процесс численного анализа разделяется на несколько уровней идеализации. Исходя из требований к конструкции на первом этапе происходит определение функций системы, поиск принципиальных решений, что формирует концепт. На втором этапе рассматривается разработка формы (определение параметров) конструктивных элементов. После этого происходит переход к третьему этапу детальной проработки, включающему детальный анализ рассматриваемых решений концепта и отдельных элементов, оптимизацию и окончательный выбор материалов и технологии изготовления. Все три перечисленных этапа рассматриваются в несколько итераций, что позволяет окончательно сформировать опытный образец с переходом к готовому продукту. В работе реализованы цифровые модели на базе метода конечных элементов (МКЭ), позволяющие выполнять расчеты НДС трапециевидных профилей для различных уровней идеализации. На самом

низком уровне для оценки общего НДС конструкции достаточно использование балочных расчетных схем, при этом в данном случае для корректного учета жесткостных параметров следует использовать балочные композитные конечные элементы. После выявления опасных районов осуществляется переход к более сложным твердотельным моделям и комбинированным оболочечно-твердотельным для определения параметров напряженно-деформированного состояния. Далее осуществляется переход к моделям микромеханики, где имеется возможность выполнить оценку НДС с помощью экспресс анализа на основе аналитических моделей или более точную оценку на основе численных моделей микромеханики.

Литература:

1. Правила классификации и постройки морских судов, часть XVI «Конструкция и прочность судов из полимерных композиционных материалов»
2. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов. - Морские интеллектуальные технологии № 3 часть 2, 2023 с.30-38.
3. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Проектировочные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов. - Морские интеллектуальные технологии № 4 часть 2, 2021 с.31-37.
4. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Прочностные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов. - Морские интеллектуальные технологии № 4 часть 2, 2021 с.38-44.
5. Daniel, Isaac M. Engineering mechanics of composite materials. NY.: Oxford, 2006

МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЛИННОМЕРНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ

Крюков А.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена исследованию влияния предварительного сложного двухосного упругопластического деформирования на последующую усталостную долговечность длинномерных цилиндрических тел. Упрочняющая методика заключается в создании в приповерхностной области изделия осевых сжимающих остаточных напряжений за счет однократного или реверсивного кручения стержня, находящегося в зафиксированном состоянии растяжения, и последующей полной разгрузки.

The work is devoted to studying the influence of preliminary complex biaxial elastoplastic deformation on the subsequent fatigue life of long cylindrical bodies. The strengthening technique consists in creating axial compressive residual stresses in the near-surface region of the product due to single or reverse torsion of the rod, which is in a fixed state of tension, and subsequent complete unloading.

Исследование усталостных свойств конструкционных материалов в настоящее время является крайне важной задачей. Основная часть элементов конструкций и изделий машиностроения длительное время работает при нестационарном, как правило, циклическом характере нагружения. Постоянно возрастающие требования к надёжности, безопасности и ресурсу ответственных деталей и элементов конструкций определяют безусловную актуальность экспериментальных и теоретических исследований закономерностей усталостного разрушения и возможностей повышения усталостной долговечности данных изделий.

Автором исследуется методика, направленная на повышение усталостной долговечности длинномерных цилиндрических изделий [1-4]. Она заключается в создании в приповерхностной области изделия осевых сжимающих остаточных напряжений за счет предварительного сложного двухосного упругопластического деформирования (деформирования совместным растяжением и кручением). При этом сначала осуществляется стадия растяжения, а затем, стержень, находящийся в состоянии растяжения, подвергается кручению. После снятия внешнего растягивающего усилия и момента кручения происходит упругая разгрузка, по окончании которой в изделии (в случае неупругого деформирования на стадии нагружения) сохраняются остаточные деформации и остаточные напряжения. Основная причина возникновения осевых остаточных напряжений при кручении предварительно растянутого стержня с зафиксированной продольной деформацией – это неравномерность распределения по сечению продольных пластических деформаций. При кручении полные продольные деформации по всему сечению одинаковы, но во внешних слоях касательные напряжения выше, что приводит к более ранней пластификации этих слоёв, а соответственно и к большим по сравнению с центральными слоями продольным пластическим деформациям. Это порождает возникновение сжимающих упругих остаточных деформаций в поверхностных слоях и соответствующих им сжимающих напряжений. Распределение остаточных напряжений по сечению изделия зависит от параметров деформирования и поэтому поддаётся регулированию.

Автором построена математическая модель двухосного упругопластического деформирования однородного цилиндрического тела, которая позволяет рассчитать распределение созданных в теле остаточных напряжений [2]. Для проверки адекватности получаемого решения и определения необходимых материальных параметров модели проведены испытания на цилиндрических образцах из типовой конструкционной стали. Необходимые исследования выполнены в Центре экспериментальной механики Пермского национального исследовательского политехнического университета на универсальной двухосевой сервогидравлической испытательной системе Instron 8850, позволяющей проводить нагружение совместным растяжением и кручением. По результатам проведенных экспериментов получены графики зависимостей продольной силы и крутящего момента от угла закручивания при исследуемых последовательностях деформирования. Путём сравнения экспериментальных и расчетных зависимостей подтверждена адекватность разработанной модели и установлена область режимов деформирования, в которой она с допустимой для практики точностью отражает поведение материала. Помимо существующей методики деформирования, включающей однократное кручение изделия, находящегося в состоянии растяжения, рассмотрена новая методика, заключающаяся в реверсивном (знакопеременном) кручении цилиндрического тела, находящегося в состоянии растяжения. Деформирование совместным растяжением и реверсивным кручением позволяет обеспечить благоприятное (с позиции повышения усталостной долговечности) распределение

остаточных осевых напряжений по поперечному сечению тела при минимальных значениях остаточных касательных напряжений.

Проведены сравнительные многоцикловые коррозионно-усталостные испытания трёх партий образцов: предварительно не деформированных; образцов, упрочнённых по рациональному режиму совместного растяжения и однократного кручения; образцов, упрочнённой по рациональному режиму совместного растяжения и знакопеременного кручения [4]. Вид испытаний: изгиб вращающегося образца при симметричном мягком нагружении. По результатам проведённых испытаний для каждой партии образцов построены диаграммы усталости и определены пределы выносливости на ограниченной базе испытаний. Подтверждено повышение характеристик усталостной долговечности вследствие предварительного упругопластического деформирования прямолинейного стержня совместным растяжением и кручением. Для исследуемой конструкционной стали доказана более высокая эффективность методики предварительного деформирования изделий совместным растяжением и реверсивным кручением перед методикой деформирования совместным растяжением и однократным кручением.

Литература:

1. Крюков А.А., Вильдеман В.Э. Один из способов повышения усталостной долговечности насосных штанг // Проблемы машиностроения и автоматизации = Engineering and automation problems. - 2020. - № 4. - С. 92-99.

2. Крюков А.А. Исследование поведения цилиндрических тел в условиях совместного растяжения и кручения при непропорциональном нагружении // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика = PNRPU Mechanics Bulletin [Electronic resource]. - 2019. - № 1. - С. 64-76.

3. Крюков А.А., Вильдеман В.Э. Влияние параметров деформирования цилиндрических тел совместным растяжением и кручением на распределение остаточных напряжений // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. - 2019. - Т.21, № 3. - С. 51-59.

4. Крюков А.А. Технология упрочнения длинномерных цилиндрических изделий совместным растяжением и реверсивным кручением // Металлообработка. - 2015. - № 3(87). - С. 11-17.

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОСЕТЕВОГО МЕТОДА Понижения РАЗМЕРНОСТИ К ЗАДАЧЕ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Кузнецова В.Н., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В данной работе реализована редуцированная модель расчета упругих характеристик композитного материала путем построения нейронной регрессионной сети. Рассмотрены варианты моделей представительного объема элемента (ПЭО) с волокнистой структурой и с дискретными включениями. Была собрана обучающая выборка путем решения большого количества тестовых задач с различными входными параметрами. Для каждого рассмотренного типа ПЭО определены оптимальные весовые коэффициенты и оценена погрешность нейронной сети.

In this work, a reduced model for calculating the elastic characteristics of a composite material is implemented by constructing a neural regression network. Variants of models of the representative volume element (RVE) with a fibrous structure and with discrete inclusions are considered. A training set was collected by solving a large number of test problems with various input parameters. For each type of RVE considered, optimal weighting coefficients were determined and the error of the neural network was estimated.

Материалы и методы. В работе для получения обучающей выборки был использован метод конечных элементов и ПЭО-модели. Для построения нейронной сети был использован язык программирования Python и его библиотека Keras.

Основные результаты. Полученная в результате работы нейросетевая модель показала увеличение скорости расчетов примерно в 400 раз, при этом среднее значение ошибки относительно тестовой выборки – меньше половины процента, и максимальная ошибка находится в допустимых пределах. Таким образом, применение нейросетевого метода понижения размерности можно считать допустимым для конечноэлементных задач. Кроме того, к данным для обучения модели можно добавить результаты эксперимента, что позволит решать задачи, для которых сложно или невозможно составить аналитическое или численное решение.

Литература:

1. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии/Marine intellectual technologies №3 часть 2 2023. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.024.
2. Huang ZM (2001) Simulation of the mechanical properties of fibrous composites by the bridging micromechanics model. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing 32(2): 143–172.
3. Fan Ye, Hu Wang, A simple Python code for computing effective properties of 2D and 3D representative volume element under periodic boundary conditions, State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, P.R. China.
4. Saiaf B.R., Md Mazedur Rahmanb. Modeling elastic properties of unidirectional composite materials using Ansys Material Designer, 1st Virtual European Conference on Fracture 2020.

АНАЛИЗ НДС ЯХТЕННОЙ ДЕРЕВЯННОЙ МАЧТЫ С ПОКРЫТИЕМ ИЗ ПКМ

Манухин В.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Приводится анализ напряженно-деформированного состояния деревянной свободностоящей мачты парусной яхты с покрытием из полимерно-композиционного материала. Показано, что наличие покрытия из углепластика толщиной 1 мм позволяет снизить вес сосновой мачты на 30%.

Analysis of stress-strain state of wooden free-standing mast of sailing yacht with coating of polymer-composite material is given. It has been shown that the presence of a carbon fiber coating with a thickness of 1 mm reduces the weight of the pine mast by 30%.

Постановка проблемы. Проектирование мачт парусных яхт является для яхтенных конструкторов сложной задачей, при решении которой следует выполнить противоречивые требования. С одной стороны мачты должны быть надежными, обладать необходимой прочностью и жесткостью для восприятия действующих в них усилий от парусов, стоячего и бегучего такелажа и элементов рангоута. С другой – мачты должны быть легкими и гибкими, иметь минимально необходимые размеры поперечного сечения для повышения остойчивости яхты, уменьшения воздушного сопротивления и возможности тонкой настройки парусов за счет изгиба мачты [1]. Следует отметить тот факт, что в России своих официальных правил проектирования рангоута парусных судов и яхт не существует. Так, в Правилах проектирования, постройки, ремонта и эксплуатации спортивных парусных [2] в п.7.1.1 всего лишь написано: «Рангоут и такелаж должны быть спроектированы и изготовлены в соответствии с хорошей морской практикой и соответствовать району эксплуатации спортивного парусного судна».

В последнее время стало популярным парусное вооружение яхт типа «китайская джонка», подразумевающее использование безтакелажной, т.е. свободностоящей мачты с закрепленной в корпусе яхты нижней частью (шпором) и китайского паруса (рис.1).

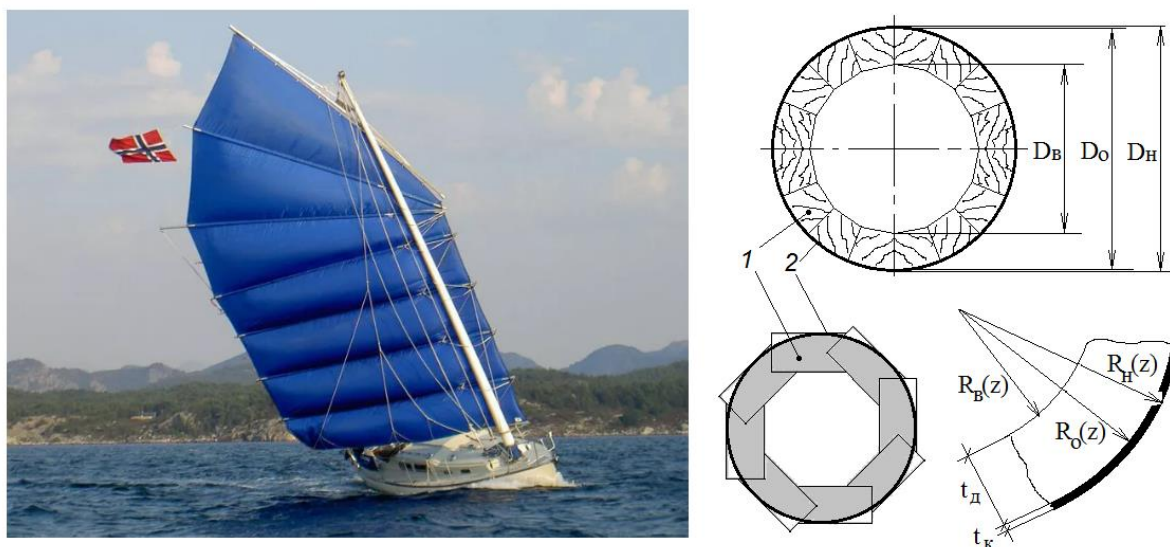


Рис.1. Свободностоящая мачта и ее поперечное сечение: 1 – дерево; 2 – ПКМ

Помимо удобства работы с таким парусом свободностоящая мачта имеет важное преимущество перед традиционной мачтой со стоячим такелажем. Она не испытывает сжатия при крене яхты под действием ветра на парус, а значит не может потерять устойчивость. Есть и недостатки. При равной высоте с такелажной свободностоящая мачта имеет бóльшие размеры поперечного сечения и толщину стенки, что влечет увеличение как веса, так и аэродинамического сопротивления, которые не полностью компенсируются отсутствием стоячего такелажа и краспиц.

Для уменьшения веса и воздушного сопротивления свободностоящие мачты, как правило, проектируются в виде полого усеченного конуса с цилиндрической подпалубной частью при опирании шпора в степсе на киле и расклинивании мачты в пяртнерсе на палубе. Допустимо и отсутствие подпалубной части, когда шпор жестко соединяется со степсом на палубе фланцевым болтовым соединением. В первом случае мачту как непризматическую консольную балку следует считать упруго заделанной на палубе, во втором – жестко заделанной.

Для изготовления свободностоящих мачт используются АМг-сплавы, полимерно-композиционные материалы (ПКМ) [3] и хвойные породы древесины (кедр, ель, сосна,

лиственница). Использование легких сплавов и ПКМ сопряжено с технологическими особенностями производства и значительной стоимостью материалов и работ. Клееные деревянные мачты являются наиболее дешевыми, и они могут быть изготовлены строителями-любителями при самостоятельной постройке яхт. Однако и они имеют недостатки: подверженность набуханию влагой и гниению, большой вес и сравнительно малую изгибную жесткость и прочность. Последнее обстоятельство требует увеличения диаметра мачты или толщины стенки, а значит и веса.

В данной работе предлагается совместить при изготовлении свободностоящих мачт полезные свойства ПКМ (высокая удельная прочность и жесткость) и древесины (дешевизна, простота обработки и сборки). Представляется возможным основное тело мачты изготавливать из пропитанных по технологии West System и склеенных по стыкам и пазам деревянных реек, а наружную наиболее напряженную при изгибе поверхность мачты покрывать на эпоксидном составе несколькими слоями ПКМ, например, эпоксидного углепластика. Кроме повышения жесткости и прочности такой мачты более твердая облицовка ПКМ будет предохранять деревянное тело мачты от истирания поверхности парусом и намокания, что увеличит ее долговечность.

Основные результаты и заключение. Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) грот-мачты высотой 16,0 м без покрытия и с покрытием ПКМ был выполнен при проектировании сосновых мачт для строящейся двух-мачтовой шхуны с парусным вооружением типа «китайская джонка». Использовалась балочная модель с учетом конусности надпалубной пустотелой консольной части мачты высотой 11,8 м при упругом защемлении на палубе рубки яхты. Податливость заделки, обусловленная подпалубной цилиндрической частью мачты без покрытия ПКМ длиной 4,2 м, определена при условии шарнирного закрепления шпора в степсе на киле. Мачта нагружалась равномерно распределенной по высоте нагрузкой 701,3 Н/м от паруса площадью 60 м² при скорости ветра 15 м/с. Расчет показал, что для допускаемых нормальных напряжений в сосновом теле мачты 15 МПа и при отношении внешних диаметров шпора и топа равным двум мачта без покрытия ПКМ при постоянной толщине стенки 50 мм должна иметь максимальный наружный диаметр 360 мм. Прогиб топа и вес мачты соответственно составляют 0,5 м и 418 кг.

При облицовке мачты, например, шестью слоями однонаправленного монослоя эпоксидного углепластика AS4/3501-6 (характеристики взяты из [4] и указаны в табл. 1) с относительной долей волокна в композите 63% и линейной плотностью 200 г/м², при схеме укладки монослоев 10/-20/30/-30/20/-10 и общей толщине слоев 1 мм рассчитанный автором модуль упругости ПКМ-покрытия в направлении продольной оси мачты E_1 будет с учетом несимметричности укладки слоев относительно срединной поверхности покрытия равен 98,5 ГПа (см. табл. 1). Это значение почти на порядок превышает принятый в расчете мачт модуль упругости сосны при изгибе 10,8 ГПа.

Таблица 1. Характеристики эпоксидного углепластика AS4/3501-6

Компоненты покрытия	E_1 , ГПа	E_2 , ГПа	G_{12} , ГПа	ν_{12}	ρ , г/см ³	σ_1^+ , МПа	σ_1^- , МПа
Углеволокно AS4	235	15	27	0,20	1,81	3700	—
Эпоксидная матрица 3501-6	4,3	4,3	1,6	0,35	1,27	60	200
Однонаправленный монослой	147	10,3	7	0,27	1,60	2280	1725
Покрытие 10/-20/30/-30/20/-10	98,5	13,0	20,2	1,05	—	—	—

В табл. 1 приняты обозначения: E_1 – модуль нормальной упругости материалов вдоль основного направления волокон (или вдоль оси мачты); E_2 – то же в поперечном направлении; G_{12} , ν_{12} – модуль сдвига и коэффициент Пуассона между основным и поперечным направлением соответственно; ρ – плотность материалов; σ_1^+ , σ_1^- – разрушающие нормальные напряжения при растяжении и сжатии вдоль основного направления соответственно.

Расчеты показывают, что при наличии указанного покрытия при сохранении толщины стенки 50 мм максимальный наружный диаметр сосновой мачты можно уменьшить до 324 мм, а ее вес до 324,6 кг с учетом добавочного веса ПКМ в 14,4 кг. Максимальный прогиб топа мачты при этом составляет 0,56 м. Приведенный модуль упругости конусной части мачты с указанным покрытием будет переменным по высоте мачты и составит 14,0 ГПа у палубы и 15,8 ГПа у топа. Если максимальный диаметр соснового тела мачты оставить равным 360 мм, то толщину стенки можно уменьшить до 30 мм, а вес до 291 кг, включая 16 кг ПКМ. Прогиб топа составит 0,47 м.

Приведенный модуль упругости составит 15,0 ГПа у палубы и 16,6 ГПа у топа мачты. Максимальные напряжения в ПКМ в обоих вариантах не превышают 135 МПа, а экономия веса на двух мачтах составляет от 187 до 254 кг или от 22,4 до 30,4%.

Литература:

1. Кульцеп А.В., Манухин В.А. Методика проектирования и назначение коэффициентов запаса прочности и устойчивости мачт парусных судов и яхт. Морские интеллектуальные технологии. Спец. вып. № 2. СПб: НИЦ МОРИНТЕХ, 2011, с. 65-67
2. Правила проектирования, постройки, ремонта и эксплуатации спортивных парусных судов а также изготовления материалов и изделий для установки на спортивных парусных судах (НД № 2-020401-001. СПб: РМРС, 2010, 84 с.
3. Гришин В. И., Дзюба А. С., Дударьков Ю. И. Прочность и устойчивость элементов и соединений авиационных конструкций из композитов. М.: Физматлит, 2013, 271 с.
4. Isaak M. Daniel, Ori Ishai. Engineering Mechanics of Composite Materials. Oxford, New York: Oxford University Press. 2006, 396 p.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ УКЛАДКИ СЛОЕВ ЛАМИНАТНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК**

Мионов М.Ю., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В докладе рассматривается подход к управлению укладкой слоев цилиндрических оболочек композитных валов [1], [2] путем оптимизации по критериям жесткости и устойчивости. Используется градиентный метод оптимизации и оболочечная конечно-элементная идеализация конструкции. Для случаев чистого кручения и кручения с продольным упором получены близкие к оптимальным распределения углов ориентации по слоям.

Ключевые слова: композитный вал, ламинатная оболочка, сложное напряженное состояние, жесткость и устойчивость, углы укладки слоёв, метод конечных элементов, оптимизация градиентным методом.

The report discusses an approach to managing the laying of layers of cylindrical shells of composite shafts [1], [2] by optimizing according to the criteria of rigidity and stability. The gradient optimization method and shell finite element idealization of the design are used. For cases of pure torsion and torsion with longitudinal thrust, distributions of orientation angles over layers close to optimal are obtained.

Keywords: composite shaft, laminate shell, complex stress state, stiffness and stability, layer laying angles, finite element method, gradient optimization.

Перспективные конструкции цилиндрических фрагментов судовых валопроводов из полимерных композиционных материалов могут быть получены с помощью намотки ровингами (пряжками) или тканевыми лентами. В таких конструкциях каналами управления жесткостью, прочностью и устойчивостью при заданных габаритных размерах являются исходные анизотропные свойства монослоя (однонаправленно армированного или тканевого), число слоёв и ориентация их укладки.

Нагрузка на вал в виде крутящего момента и продольной силы создает сложное напряженное состояние. При заданных толщинах (количествах слоёв) и одинаковой плотности слоёв масса конструкции постоянна, и целевой функцией для оптимизации имеет смысл выбирать критическую комбинацию нагрузок или показатели жесткости в угловых или поступательных перемещениях. Параметрами проектирования здесь могут выступать углы укладки.

Рассмотрены решения задач оптимизации вала с фиксированным (5) числом и толщиной слоёв из разных материалов на основе углеволокна. Характеристики однонаправленно-армированного монослоя при известном коэффициенте армирования вычисляются известными инженерными методами микромеханики, здесь взяты из [3].

Конструкция моделируется слоистыми оболочечными КЭ (Рис.1), матрицы жесткости которых формируются с учетом совместной работы разноориентированных анизотропных слоев [1].

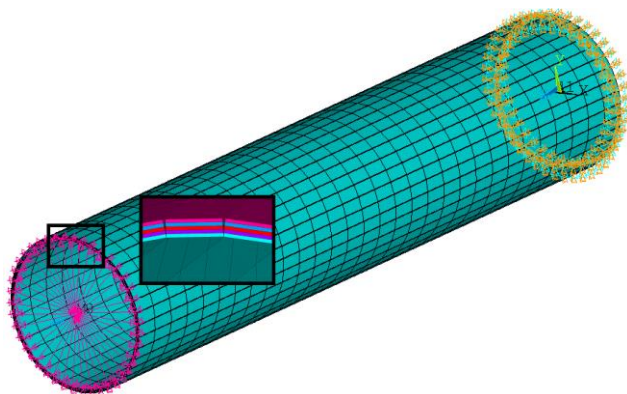


Рисунок 1. Модель слоистой оболочки консольного вала, нагруженного через жесткое концевое сечение

Постановки задач включают в себя:

- минимизацию угла закручивания консольного вала при чистом и стесненном кручении,
- минимизацию продольного перемещения при кручении и сжатии,
- максимизацию критического (эйлерова) крутящего момента и его комбинаций с продольной сжимающей силой в заданном силовом соотношении.

Используется метод оптимизации 1-го порядка – градиентный, с разностным анализом чувствительности. Ограничения на иные параметры состояния, кроме целевых, не учитываются, а анализируются в сравнении исходных и оптимальных проектов. Все исходные проекты используют продольно-ориентированные слои (максимальная жесткость – вдоль оси вала). Особенностью

применения метода является обязательная положительность значений углов укладки, поэтому их возможный диапазон – $(0^\circ, \dots, 180^\circ)$.

В «чистых» случаях нагружения оптимальные проекты хорошо подтверждают известные аналитические решения (Рис.2).

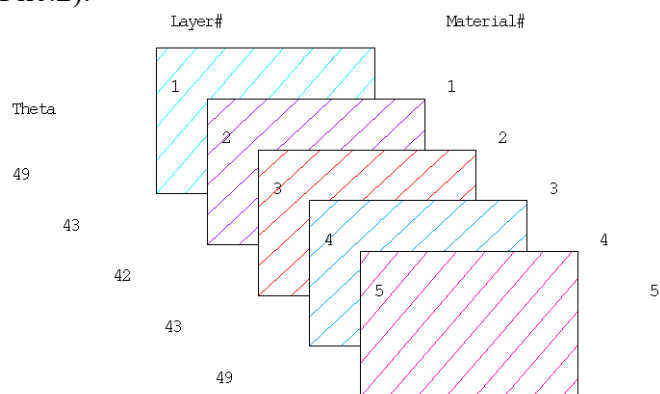


Рисунок 2. Распределение углов укладки при минимизации угла закручивания для «чистого» кручения кругового цилиндра. Практически все слои меняют угол ориентации с 0° на близкие к 45° .

Для сложных случаев нагружения, а также для форм сечения оболочки, отличной от круговой кольцевой («суперэллипс»), можно отследить тенденции к изменению укладки.

Литература:

1. Родионов А.А. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А. Прочностные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов, «Морские Интеллектуальные Технологии», № 4 том 2, СПб, 2021, стр. 31-37.
2. Родионов А.А. Коршунов В.А., Петров О.Н., Пономарев Д.А., Проектровочные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов? «Морские Интеллектуальные Технологии», № 4 том 2, СПб, 2021, стр. 38-44.
3. Скворцов Ю.В. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Механика композиционных материалов», Самара, Изд. СГАУ им. С.П. Королёва, 2013. -
4. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc

ОПТИМИЗАЦИЯ П-ОБРАЗНЫХ ПРОФИЛЕЙ КОМПОЗИТНЫХ БАЛОК

Коршунов В.А., Миронов М.Ю., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В докладе рассматривается решение задачи оптимизации по погонной массе в общем случае трапецевидного профиля балки из полимерных композиционных материалов с присоединенным пояском в виде комбинированной трехслойной конструкции и сердечником из легкого заполнителя. Используются два способа решения – прямая минимизация функции цели и удовлетворение косвенных условий оптимальности. Исследуется влияние геометрических параметров всех составляющих профиля на результат проектирования, его технологическую реализуемость и соответствие Правилам.

Ключевые слова: П-образный профиль, композитная балка, легкий заполнитель, напряжения в обечайках, оптимизация.

The report considers the solution of the optimization problem in terms of linear mass in the general case of a trapezoidal beam profile made of polymer composite materials with an attached belt in the form of a combined three-layer structure and a core made of light filler. Two solutions were used – direct minimization of the goal function and satisfaction of indirect optimality conditions. The influence of geometric parameters of all profile components on the design result, its technological feasibility and compliance with the Rules is investigated.

Keywords: U-shaped profile, composite beam, lightweight filler, shell stresses, optimization.

Задачи о построении оптимальных по массе или по прочности и жесткости тонкостенных профилей кольцевого, прямоугольного, таврового, двутаврового и иных «стандартных» сечений из однородного изотропного материала имеют, как правило, аналитические решения в силу довольно простых зависимостей площадей, моментов инерции и сопротивления от характерных размеров сечения. При этом реализуемость их на практике ограничена сортаментами проката. Размеры связей судового корпуса из ПКМ в этом смысле более произвольны, однако и решение задачи проектирования усложнено неоднородностью и анизотропностью составляющих материалов. Управление свойствами композитного набора является важной составляющей цифровой платформы [2].

Построенная на основе таблицы геометрических характеристик [1] универсальная параметризованная математическая модель П-образного профиля композитной балки (Рис.1) позволяет в системе компьютерной алгебры [4] представить в виде функций от толщин, высот, углов наклона стенок и иных геометрических параметров изгибную и продольную жесткости, массу профиля с учетом неоднородности материала и решать задачи оптимизации численными методами.

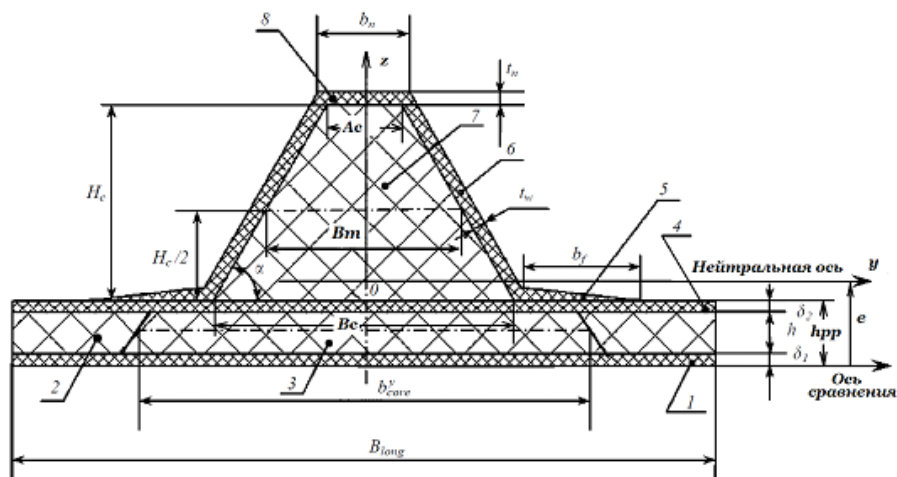


Рисунок 1. Параметризованное сечение П-образного композитного профиля с присоединенным пояском обшивки

Модули упругости пакетов слоев, формирующих стенки и пояски, выбраны как эффективные в осевом направлении балки, материалы заполнителей обечайки и сердечника считаются изотропными.

Используются ограничения на максимальные нормальные напряжения. Применены два альтернативных подхода – прямой поиск вектора параметров встроенным в систему компьютерной алгебры градиентным методом [5] с учетом ограничений методом штрафов и итерационное удовлетворение условий оптимальности Куна-Таккера с учетом ограничений методом множителей Лагранжа [3]. Для применения последнего подхода получены аналитические выражения коэффициентов чувствительности. Технологические ограничения выбираются в достаточно

широких для трансформации диапазонов (изменение параметров проектирования по отношению к исходным значениям допускается в 2 и в 3 раза).

Полученные решения в условиях нагружения сечения продольной силой и изгибающим моментом демонстрируют тенденции к изменению формы и размеров профиля (Рис. 2).

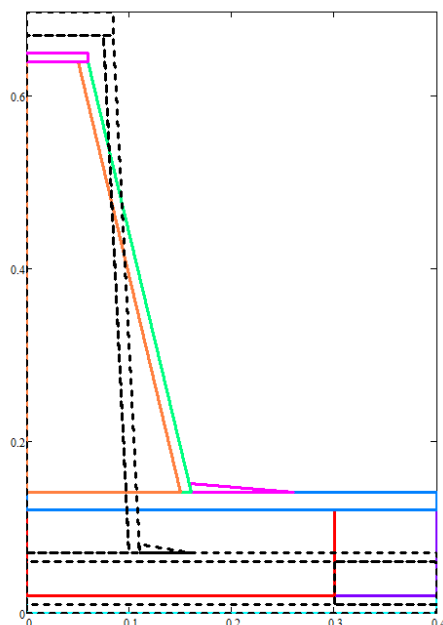


Рисунок 2. Трансформация профиля к оптимальному по массе при ограничениях на напряжения в свободном пояске
Исследуется влияние геометрических параметров всех составляющих профиля на результат проектирования, его технологическую реализуемость и соответствие Правилам, сравниваются по эффективности два применяемых подхода.

Литература:

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVI. Конструкция и прочность судов из полимерных композиционных материалов, НД № 2-020101-124, Российский Морской Регистр Судоходства, СПб, 2020.
2. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов, «Морские интеллектуальные технологии», №3, ч.2, 2023, с.30-38.
3. Миронов М.Ю. К анализу чувствительности нестационарных откликов конечно-элементных моделей балочных конструкций, Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 2, СПб., 2020 г., с. 103-109.
4. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в MathCAD 15: Учебный курс – СПб.: Питер, 2011 – 400 с.
5. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация — М.: Мир, 1985. — 509 с.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ СУДОВ
ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ:
МИРОВОЙ ОПЫТ, СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В РОССИИ,
ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ**

Францев М.Э., ООО «Ахто-Пласт-Эксперт», Петрозаводск, Россия

Рассмотрены следующие аспекты исследований технического состояния корпусов судов из композитов в процессе эксплуатации. Упомянуты наиболее известные в мире ученые и специалисты, работающие в этой области, указаны наиболее значимые их достижения и круг научных интересов, перечислены направления и способы их исследований, а также полученные ими результаты. Рассмотрено современное состояние дел в этой области в России, обозначены наиболее крупные проблемы, стоящие перед отечественными исследователями, а также описаны перспективы развития этой области морской науки.

The following aspects of research into the technical condition of ship hulls made of composites during operation are considered. The world's most famous scientists and specialists working in this field are mentioned, their most significant achievements and range of scientific interests are indicated, the directions and methods of their research are listed, as well as the results they obtained. The current state of affairs in this area in Russia is considered, the largest problems facing domestic researchers are identified, and the prospects for the development of this area of marine science are described.

Корпус судна из композиционных материалов, по сути, является «вещью в себе», так как он не разъемный и не может быть разделен на части, чтобы специалисты - исследователи технического состояния могли бы увидеть, что у него внутри. Производители всего мира зачастую скрывают конструкцию корпуса судна из композитов, примененные материалы и технологию его изготовления. Это приводит к тому, что для исследований корпусов судов из композитов требуются различные методы неразрушающего контроля.

Исследования технического состояния корпусов судов из композитов в процессе эксплуатации сочетают визуальные и инструментальные методы. Целями исследования являются:

- Текущая оценка технического состояния корпуса судна;
- Определение фактического объема износа, а также фактических повреждений / разрушений судовых конструкций из композитов;
- Верификация проектно-технологических решений по созданию корпуса судна из композитов.

У истоков этой области морской науки стоял Дэвид Паско (1947-2018), морской сюрвейер из Соединенных Штатов Америки. Он провел более 5000 исследований, различных судов. Является автором четырех книг, рассматривающих конструкции различных судов из композитов, а также автором многочисленных журнальных статей, посвященных результатам его исследований корпусов судов из композитов. Второй значимой фигурой в этой области является Эрик Грин, основатель компании Eric Greene Associates, Inc., специализирующейся на исследованиях композиционных материалов для морских конструкций. Эрик Грин является одним из авторов проекта по неразрушающей оценке морских композитов Комитета по конструкции судов. Является автором книги «Морские композиты» [1], получившей широкое признание и содержащей, в том числе, результаты его исследований. Необходимо упомянуть Вольдемара Свидерского, профессора Военного института технологии вооружения (Польша). Он является автором более 95 научно-технических работ в области неразрушающего контроля композиционных материалов.

В настоящее время, для исследований технического состояния корпусов судов из композиционных материалов в процессе эксплуатации за рубежом применяются: ультразвуковой метод, термография, шерография, метод свободных колебаний, а также некоторые другие методы неразрушающего контроля. Весьма большое значение в западной практике придается исследованиям осмоса. Это связано с тем, что композитные корпуса там проводят в воде много времени, и осмос в них развивается быстро. Для исследований в этом направлении за рубежом разработано и применяется семейство приборов (влагомеров), позволяющих определить избыточное содержание влаги в корпусных конструкциях из композитов, что может указывать на вероятное развитие осмоса. В представлении зарубежных исследователей в корпусах судов из композитов в процессе эксплуатации могут возникать следующие дефекты. Это, во-первых, наружные дефекты: повреждения декоративного слоя, отслоение декоративного слоя, трещины в декоративном слое. Во-вторых, это внутренние дефекты: воздушные включения, пористость армирующего материала, пористость матрицы, трещины в матричной фазе и расслоения. Видно, что

перечисленные дефекты перекликаются с хорошо известными технологическими дефектами, обнаруживаемыми во вновь изготовленных корпусах.

В России, на сегодняшний день, командой специалистов под руководством к.т.н. Францева М.Э. исследовано более 150 корпусов судов из композиционных материалов, произведенных в различных странах мира. Эти суда имеют возраст от 5 до 36 лет и длину от 3 до 27 метров. В число исследованных судов входят аварийные и восстановленные после пожара, суда, а также суда на подводных крыльях и амфибийные суда на воздушной подушке.

Результатами отечественных исследований технического состояния корпусов судов из композитов в процессе эксплуатации являются:

- Методика и Технологическая инструкция исследования корпуса судна из композитов методами неразрушающего контроля, согласованные с Российским Речным Регистром;

- Способ определения технического состояния корпусов судов из композитов, находящихся в эксплуатации, базирующийся на комбинации нескольких методов неразрушающего контроля, реализованной под руководством Ю.В. Ланге (1925-2022) при создании дефектоскопа ДАМИ-С [2];

- Определение эксплуатационных факторов, способствующих возникновению дефектов в корпусе судна из композитов;

- Систематизация эксплуатационных дефектов, выявляемых в процессе исследования;

- Обобщенная схема расположения дефектов эксплуатационной природы на корпусе судна из композитов;

- Описание эксплуатационного поведения корпусов судов из композитов;

- Базовая физическая модель, а также описание механизма возникновения и развития внутренних дефектов типа расслоение на погруженной части корпуса;

- Способ определения степени утраты прочностных свойств композита в районе внутреннего дефекта типа расслоение эксплуатационной природы;

- Проектные рекомендации по определению наиболее нагруженных и уязвимых элементов корпуса судна из композитов, а также повышению характеристик его долговечности для учета при новом проектировании.

- Более 25 опубликованных научно-технических работ, в том числе, 12 докладов на международных и всероссийских конференциях на русском и английском языках, содержащих результаты исследований;

- Две монографии, в которых отражены результаты исследований;

- 1 патент на изобретение;

- Внедрение результатов исследований в четырех НИОКР, в том числе, в двух НИОКР, выполненных по Федеральным целевым программам;

- Научно-техническая работа по дефектоскопии корпусов судов из композитов, опубликованная в «Russian Journal of Non-Destructive Testing», известна во всем мире и имеет более 1500 прочтений на ресурсе ResearchGate [3].

В России исследования корпусов судов из композитов выполняются при помощи импедансного метода неразрушающего контроля в комбинации режимов точечного и порогового контроля, а также метода свободных колебаний. Изображения внутренних дефектов типа расслоение получают с помощью акустического сканера. В результате исследований обнаружены следующие дефекты, возникающие в процессе эксплуатации в корпусе судна в штатном режиме. Внешние дефекты: сколы, наружные трещины декоративного слоя, отслоение декоративного слоя, эрозионный износ декоративного слоя, поверхностный осмос, изменение структуры декоративного слоя. Внутренние дефекты: конструкционные трещины, расслоения 1-го рода без изменения химического состава композита, расслоения 2-го рода с изменением химического состава композита (осмотические).

Несмотря на выполненные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в интересах Российского Речного Регистра (теперь Российское Классификационное общество) и Министерства по чрезвычайным ситуациям РФ, результаты исследований не нашли отражения в новых редакциях Правил Российского Речного Регистра (РКО), а также в нормативных документах по маломерным судам Государственной инспекции по маломерным судам.

Ликвидация производства дефектоскопа ДАМИ-С лишила исследователей возможности проводить точный, а главное высокоэффективный поиск внутренних дефектов типа расслоение в различных судовых корпусных конструкциях из композитов. Отсутствие приборов неразрушающего контроля, оснащенных акустическими сканерами, лишает исследователей возможности получать С-scan изображения внутренних дефектов типа расслоение и точно измерять их площадь.

При этом перспективы развития этой области морской науки в России есть. Использование новой версии дефектоскопа ДАМИ-С09 с пусть существенно обрезанным функционалом по композитам и отсутствием акустического сканера, а также хорошо известного дефектоскопа ИД-91М в сочетании с мерительным инструментом позволяет не только обнаруживать внутренние дефекты типа расслоение, но и пусть достаточно приблизительно, измерять их геометрические размеры и вычислять площадь. Таким образом, инструменты, позволяющие выполнять исследования технического состояния корпусов судов из композитов в процессе эксплуатации, в России имеются.

Перспективы развития исследований, кроме того, обусловлены тем обстоятельством, что в настоящее время на акваториях Российской Федерации находится несколько десятков тысяч корпусов судов из композитов. Подавляющее большинство этих корпусов имеет регулярное ежегодно ухудшающееся техническое состояние. Это влечет за собой, с одной стороны, необходимость максимально возможного продления сроков эксплуатации этих судов (так как их утилизация встречает существенные технические трудности). С другой стороны, необходим своевременный вывод из эксплуатации технически не пригодных судов и их списание для обеспечения безопасности эксплуатации.

Поэтому судовладельцы, страховые компании, а также организации, осуществляющие технический надзор и техническое наблюдение за эксплуатацией судов из композитов, самым ходом истории обречены на использование результатов исследований технического состояния корпусов судов из композитов в процессе эксплуатации, их осмысление и разработку на их основании соответствующей нормативной документации.

Литература:

1. Greene E. Marine composites. Second Edition. Eric Greene Associates, Inc., Annapolis, 1999.
2. Frantsev M. E. The mode used for the estimation of the technical condition for the boat hull from composite materials for exploitation, 10-th European Conference on Non-Destructive Testing, Moscow, June 7-11, 2010, Abstracts, part 2, p. 64
3. Frantsev M.E. Nondestructive Testing of Ship Hulls Made of Composite Materials Using Acoustic Methods. Russian Journal of Nondestructive Testing, 2013, Vol. 49, No. 1, pp. 1-7

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
АДАПТИВНЫЕ КОМПОЗИТНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Ярцев Б.А., Любомиров Я.М.

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

Приведен краткий обзор ряда адаптивных композитных конструкций, разработанных специалистами ФГУП «Крыловский государственный научный центр»: композитного крыла, элементов оперения (стабилизатор, перо руля) подводных технических средств и судового движителя с композитными лопастями.

This paper briefly reviews a number of composite structures developed by KSRC experts, like composite wing and empennage elements (rudder stabilizer and blade) for underwater vehicles, as well as marine propeller with composite blades.

Адаптивные композитные конструкции обладают качеством системы при взаимодействии с внешней воздушной/водной средой. Свойственная моноклинным композитным структурам связанность нормальных и сдвиговых деформаций и напряжений (изгибно-крутильная связанность) представляет собой пассивную обратную связь, позволяющую управлять аэрогидроупругим деформированием крыльев летательных аппаратов, лопастей пропеллеров самолетов и вертолетов, роторов ветровой и приливной турбин, судовых движителей. Управляемое деформирование порождает, в свою очередь, управляемое изменение аэрогидродинамических сил, действующих на упругую конструкцию при ее движении в воздухе/воде. Следовательно, математическое моделирование аэрогидроупругости должно основываться на совместном решении двух связанных систем уравнений, описывающих аэрогидродинамику и упругое деформирование конструкции в каждый момент времени.

Численное моделирование аэрогидроупругого взаимодействия рассматриваемых адаптивных композитных конструкций с набегающим потоком газа/жидкости выполнялось в программном комплексе Ansys. Оценка уровня изгибно-крутильной связанности мод колебаний композитных конструкций проводилась путем анализа взаимного расположения графиков зависимостей собственных частот связанных и парциальных колебаний от ориентации армирования относительно их оси. Расчетно-экспериментальное подтверждение возможности управления уровнем связанности мод колебаний выполнено для обтекаемого набегающим потоком воздуха композитного крыла, элементов оперения подводных технических средств и судового движителя с композитными лопастями. Проведенные исследования продемонстрировали:

- возможность управления величинами критических скоростей дивергенции и флаттера за счет изменения ориентации армирования обшивок крыла, стабилизатора и пера руля;
- рациональная ориентация армирования обшивок крыла, стабилизатора и пера руля помимо минимизации уровня изгибно-крутильной связанности колебаний обеспечивает максимальный запас прочности конструкции при действии расчетных нагрузок;
- расширение частотного диапазона пониженной мощности виброскоростей судового движителя достигается за счет применения неоднородных по толщине моноклинных композитных лопастей, содержащих в своем составе слой вязкоупругого материала.

Показано хорошее согласование результатов численных и экспериментальных исследований опытных конструкций.

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ И ПРОБЛЕМЫ РАСЧЕТА НАГРУЗКИ МАСС ЛЕДОКОЛОВ

Карплюк А.О., Рюмин С.Н., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В докладе представлены методические основы и алгоритм расчета нагрузки масс в современном конструкторском бюро на разных этапах проектирования судов ледокольного флота, а также основные особенности расчета нагрузки масс по разделу «Корпус» на ранних стадиях проектирования. Рассмотрена нагрузка масс современных строящихся и построенных ледоколов, а также результаты разработок на стадии технического проекта.

Ключевые слова: ледокол, нагрузка масс, масса судна порожнем, оценка водоизмещения.

The report presents the methodological foundations and algorithm for calculating the mass load in a modern design bureau at different stages of the design of icebreaker fleet vessels, as well as the main features of calculating the mass load in the "Hull" section at the early stages of design. The load of the masses of modern icebreakers under construction and constructed, as well as the results of developments at the technical design stage, are considered.

Keywords: icebreaker, mass loading, empty vessel mass, displacement estimation.

Расчет нагрузки масс – один из ключевых документов в составе проекта судна, на основании которого, кроме водоизмещения судна, оценивается сбалансированность проектных характеристик судна, его трудоемкость и стоимость постройки. Неточное формирование нагрузки масс, приводит к серьезным последствиям, устранить которые на стадии постройки не представляется возможным: перевес судна и невыполнение требований по осадке, увеличение смоченной поверхности приводит к снижению скоростных показателей и автономности по запасам топлива; смещение центра тяжести приводит к проблемам с удифферентовкой и остойчивостью судна.

Формирование нагрузки масс с точки зрения процесса проектирования заключается в определении статей нагрузок, имеющих большую долю в водоизмещении и ранжировании приоритета для первостепенных уточнений масс внутри раздела. В данной работе рассмотрены особенности расчета нагрузки масс при проектировании современных ледоколов.

В работе определены приоритетные статьи нагрузки масс по разделу «Корпус» и предложен метод оценки массы конструктивных элементов с использованием динамических параметров, позволяющих осуществлять анализ и контроль массы на ранних стадиях проектирования, а также упрощающих выполнение расчетов нагрузки масс при разработке новых проектов.

Составлена диаграмма Ганта с ключевыми и сопутствующими расчетами, с описанием необходимых параметров, уточняемых на каждой стадии проектирования судна для обеспечения приемлемой точности оценки нагрузки масс.

Конференция «Памяти академиков-кораблестроителей»
**ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГРУЗОВЫХ САМОХОДНЫХ СУДОВ КЛАССА «М-ПР»
В СЕВЕРО-ВОСТОЧНОЙ ЧАСТИ ЧЕРНОГО МОРЯ В СЕЗОН МАРТ-НОЯБРЬ**

Онищенко И.С., Сергеев А.Е., АО «ЦНИИМФ», Санкт-Петербург, РФ

В статье выполнен анализ современных навигационных условий эксплуатации судов класса «М-ПР» в Керченском проливе и 10-мильной зоне от порта Новороссийск до Керченского пролива. Произведено исследование использованных подходов по классификации разрешенных для плавания судов класса «М-ПР». Выполнена расчетная оценка уровня безопасности эксплуатации таких судов в 10-мильной прибрежной зоне Черного моря от п.Новороссийск до Керченского пролива в период с марта по ноябрь включительно.

The article analyses current navigational conditions of M-PR class vessels operation in the Kerch Strait and the 10-mile zone from Novorossiysk port to the Kerch Strait. A study of the approaches used to classify M-PP class vessels authorised for navigation was carried out. Estimated safety level of operation of such vessels in the 10-mile coastal zone of the Black Sea from Novorossiysk to Kerch Strait in the period from March to November inclusive.

Суда класса «М-ПР» Российского Классификационного Общества (РКО) допущены к эксплуатации в 10-мильной прибрежной зоне от порта Новороссийск до Керченского пролива в период с апреля по октябрь включительно [1]. При этом в Керченском проливе и районе Черного моря, непосредственно прилегающем к нему, эксплуатация грузовых судов рассматриваемого класса допущена с марта по ноябрь включительно при введении дополнительного ограничения по волнению $[h_{3\%}] \leq 2,0$ м в марте и ноябре. В этом районе ранее были расположены якорные стоянки, на которых осуществлялась перегрузка судов с судов смешанного плавания на суда-накопители.

В 2023г. сложная навигационная обстановка в проливе оказала непосредственное влияние перенос места расположения якорных стоянок, используемых судами класса «М-ПР», юго-восточнее, за пределы морского района, в котором разрешена эксплуатация судов этого класса в марте и ноябре (см рис.1). Таким образом, доступ флота к зоне разгрузки оказался ограничен из-за действующих ограничений по сезону эксплуатации (апрель-октябрь).

Цель исследования - оценка возможности расширения сезона эксплуатации грузовых самоходных судов класса «М-ПР» РКО в новом месте расположения якорных стоянок судов-накопителей, а также в 10-мильной прибрежной зоне от Керченского пролива до порта Новороссийск.

Оценка возможности расширения сезона эксплуатации выполнялась на основе сопоставления долгосрочных вероятностей попадания судов различных размерений на высоты волн, превышающих установленную Правилами РКО для данного класса судов расчетную высоту волны, для рассматриваемых новых условий эксплуатации и в некоторых эталонных условиях эксплуатации, для которых судами рассматриваемого класса накоплен длительный положительный опыт эксплуатации.

Искомые долгосрочные обеспеченности определялись по алгоритму, подробно описанному, в частности, в статье [2], и учитывающему такие факторы как обеспеченность трассы местами убежища, долгосрочные ветро-волновые характеристики, устанавливаемое ограничение по допустимому волнению, вероятность попадания судна на режимы волнения, превышающие установленное ограничение в результате реализации опасной ошибки в благоприятном прогнозе волнения, потерю скорости хода судна на волнении.

В качестве эталонной трассы принята трасса Феодосия-Севастополь, на которой в сезон апрель-сентябрь успешно эксплуатируются грузовые самоходные суда класса «М-ПР».

Для оценки уровня безопасности эксплуатации в новых условиях рассмотрены следующие трассы:

- Трасса №1 Якорная стоянка – северная часть Керченского пролива;
- Трасса №2 Якорная стоянка – п. Новороссийск;
- Трасса №3 Керченский пролив – п. Новороссийск.

Расстояния между местами убежища определены с учетом имеющихся в рассматриваемых районах путей разделения движения судов на основе использования данных лоции и навигационных карт. Долгосрочные характеристики волнения приняты по данным наиболее современного исследования [3], а по ветровым характеристикам – по данным [4] для северо-восточной части Черного моря.

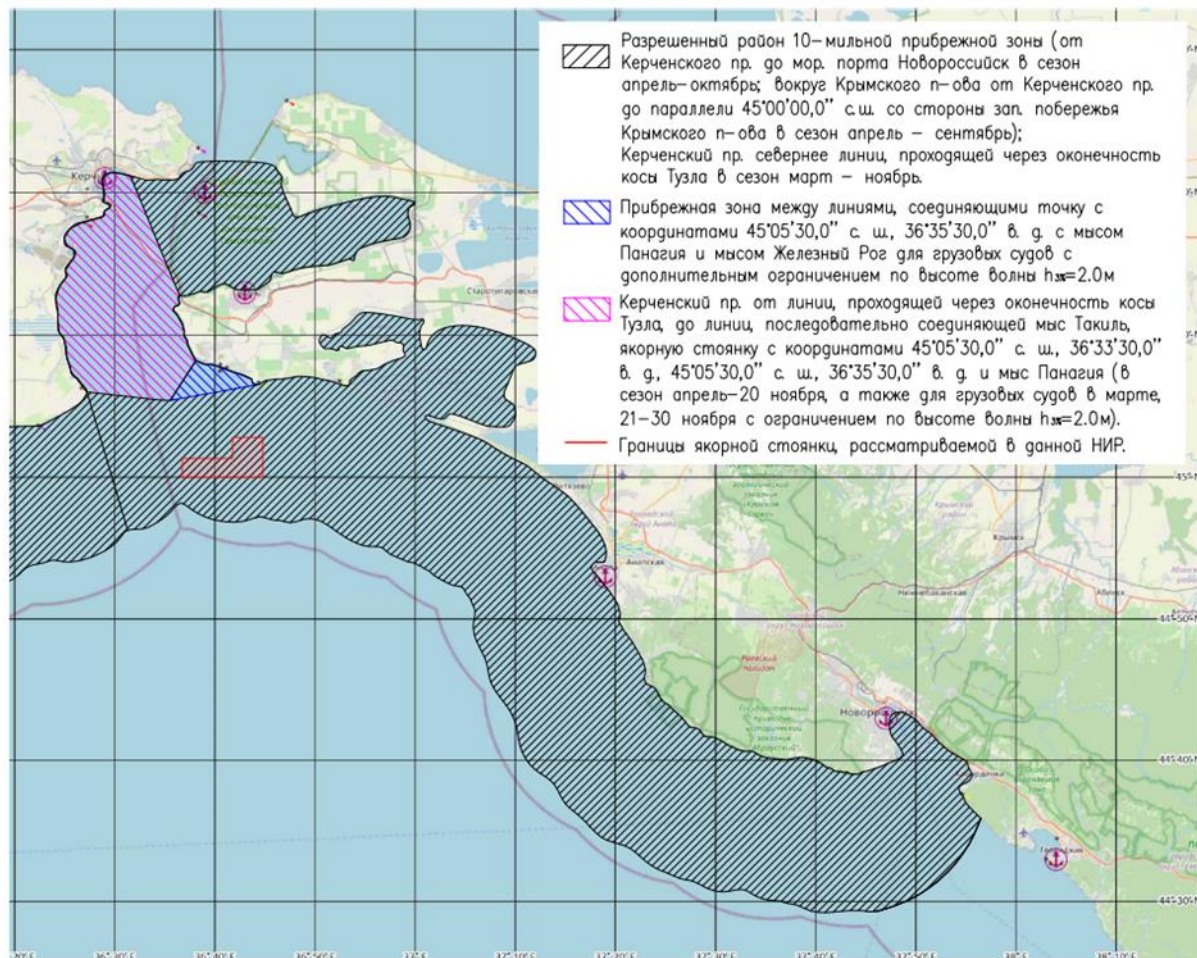


Рис.1 – Схема разрешенных районов плавания судов класса «М-ПР» в Керченском проливе и в 10-мильной зоне до п. Новороссийск

Результаты выполненного расчета показали, что безопасность эксплуатации судов в 10-мильной прибрежной зоне от Керченского пролива до п. Новороссийск обеспечена на существующем уровне при введении дополнительного ограничения по допускаемой высоте волны $[h_{3\%}] \leq 2,0$ м для наиболее тяжелых по ветро-волновым характеристикам месяцев – марта и ноября. При этом ограничение по режиму волнения $[h_{3\%}] \leq 2,5$ м в рассматриваемом районе в сезон апрель-октябрь остается неизменным. По полученным результатам сформулированы предложения по корректировке Правил РКО [1].

Литература:

1. Российское Классификационное Общество. Правила классификации и постройки судов. Часть I «Классификация». М., 2019 г.
2. Ефименков, Ю. И. Нормирование допускаемых эксплуатационных ограничений судов ограниченного района плавания R3 / Ю. И. Ефименков, И. С. Онищенко, А. В. Дидковский // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2020. – № S1. – С. 40-46. – DOI 10.24937/2542-2324-2020-1-S-I-40-46. – EDN VOZBVM.
3. СПбГУ. «Исследование волнения в 10-мильной прибрежной зоне Черного моря от Дунайской Прорвы до порта Новороссийск, включая Керченский пролив». Отчет по НИР. Рук. работы Лопатухин Л.И., СПб, 2008 г.
4. Российский Морской Регистр Судоходства. «Справочные данные по режиму ветра и волнения Баренцева, Северного, Черного, Азовского и Средиземного морей», СПб, 2006.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПО МАССЕ УСТОЙЧИВОЕ ПЕРЕКРЫТИЕ

Дьяконова Е.В., Манухин В.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Выполнен анализ устойчивости перекрытия при различных вариантах числа и размерах стандартных профилей поперечных балок и профилей продольных балок при заданном критическом сжимающем напряжении. Задача решалась классическим методом и методом конечных элементов (МКЭ) при балочной и балочно-оболочечной идеализациях. Найдены массы всех вариантов перекрытий и выбран оптимальный вариант с минимальной массой. Результаты аналитических и численных расчетов хорошо согласуются между собой. Полученные расхождения проанализированы. Исследовано влияние сдвига.

The stability of the slab has been analyzed for various variants of the number and dimensions of standard transverse beam profiles and longitudinal beam profiles at a given critical compressive stress. The problem was solved by the classical and finite element method (FEM) with beam and beam-shell idealizations. The masses of all slab variants were found and the optimum variant with minimum mass was selected. The results of analytical and numerical calculations are in good agreement with each other. The obtained discrepancies are analyzed. The influence of shear is investigated.

Постановка проблемы. В первой части работы для перекрытия простейшего типа при заданных размерах контура, толщине настила, числе продольных балок, условиях закрепления балок на контуре и критическом напряжении требовалось найти оптимальное сочетание профиля и числа поперечных балок и профиля продольных балок, которое соответствует минимальной массе перекрытия. Задача об устойчивости всех вариантов перекрытия решается классическим методом строительной механики корабля при последовательном переборе всех трех параметров проектирования. Для расчетов использован пакет MATHCAD. На выходе получены таблицы критических напряжений и масс перекрытий для различных сочетаний параметров проектирования.

Во второй части работы с целью анализа допущений классического метода и балочных расчетных моделей для полученного оптимального перекрытия задача устойчивости решена классическим методом и МКЭ в линейной постановке. Расчет балочной конечно-элементной модели выполнен по программе FESTA [1], а балочно-оболочечной модели с помощью продукта ANSYS при моделировании настила пластинами, а набора – балками. При этом были определены эйлеровы напряжения перекрытия и формы потери устойчивости. Сопоставление результатов, полученных во второй части работы, должно подтвердить работоспособность классического метода и достоверность результатов, полученных в первой части работы.

Основные результаты и заключение. В первой части работы показано, что перекрытие с четырьмя поперечными балками с профилем сварного тавра Т28а и девятью продольными балками с профилем полособульба несимметричного №16а имеет минимальную массу равную 1906 кг. Полученные во второй части результаты расчетов устойчивости оптимального перекрытия приведены на рис. 1 и в табл.1. Из табл.1 видно, что классическое решение и решение по МКЭ для балочной модели без учета поперечного сдвига в балках для эйлерова напряжения практически совпадают. Форма потери устойчивости имеет в обоих решениях три полуволны вдоль продольных балок.

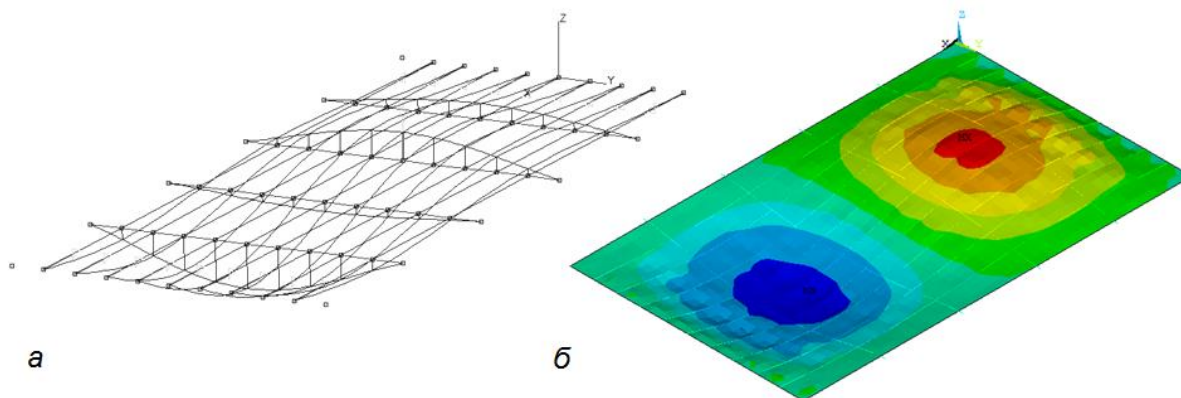


Рис. 1. Форма потери устойчивости перекрытия:
а – балочная модель; б – балочно-оболочечная модель

Таблица 1. Эйлерово напряжение и число полуволн формы потери устойчивости

Метод расчета	Модель перекрытия	σ , МПа	j
Классический	Балочная (без учета сдвига)	596	3
МКЭ (FESTA)	Балочная (без учета сдвига)	600	3
	Балочная (с учетом сдвига)	575	2
МКЭ (ANSYS)	Балочно-оболочечная (с учетом сдвига)	540	2

Кроме того, нужно отметить следующее:

1. Решение по МКЭ для балочной модели с учетом деформаций сдвига дает на 4% меньшее значение эйлерова напряжения по сравнению с классическим решением, в котором сдвиг не учитывается. Учет сдвига также приводит также к изменению формы потери устойчивости перекрытия, которая состоит теперь из двух полуволн. Объяснить это можно тем, что при учете сдвига в большей степени уменьшается жесткость более коротких и высоких поперечных балок.

2. Решение по МКЭ для балочно-оболочечной модели учитывает сдвиг в балках набора, однако с решением по МКЭ для балочной модели с учетом сдвига разница составляет более 6%. Объяснить это можно тем, что в балочно-оболочечной модели взаимодействие настила и набора учитывается более точно, чем в балочной модели с присоединенными поясками настила. Кроме того, у рассмотренного перекрытия происходит местная потеря устойчивости настила раньше общей потери устойчивости перекрытия. В результате перераспределение сжимающих напряжений в настиле приводит к увеличению сжимающих усилий в продольных балках по сравнению с балочной моделью, где такое перераспределение не учитывалось. Это приводит к еще большему снижению жесткости перекрытия и уменьшению эйлерова напряжения.

3. Полученные конечно-элементные решения подтверждают работоспособность классического метода и полученные этим методом в первой части работы результаты, а также справедливость допущений для балочных расчетных моделей.

Литература:

1. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Плотников К.В., Рюмин С.Н., Тряскин В.Н. Модернизация программы конечно-элементного анализа стержневых систем «FESTA-2020» для использования в автоматизированной системе проектирования судовых конструкций «АЛМАЗ-К». Труды КГНЦ. Спец. вып. № 2. СПб: ФГУП КГНЦ им. акад. А. Н. Крылова, 2020, с.97-102

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА БЕЗ ВЫПОЛНЕНИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ПРИБЛИЖЕНИЙ

Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С. А., СПбГМТУ, Россия

Работа посвящена разработке математической модели, алгоритма и программы расчета параметров вибрации трубопровода при движении по нему идеальной жидкости. В отличие от предыдущих моделей, разработанная модель позволяет получить параметры вибрации без организации процесса последовательных приближений, что существенно снижает трудоемкость и время расчетов. Отмеченные достоинства особенно проявляются при скоростях движения жидкости, близких к критической. Разработана квазиодномерная модель в виде последовательно соединенных однотипных базовых конечных элементов. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Для проведения расчётов параметров вибрации была создана программа «Zentrifuga», а также выполнена серия расчетов прикладного характера.

The work is devoted to the development of a mathematical model, algorithm and program for calculating the vibration parameters of a pipeline when an ideal fluid moves along it. In contrast to previous models, the developed model allows to obtain vibration parameters without organizing the process of successive approximations, which significantly reduces the labor intensity and calculation time. The noted advantages are especially manifested at velocities of liquid motion close to the critical velocity. A quasi-one-dimensional model in the form of sequentially connected homogeneous basic finite elements has been developed. The calculation algorithm is based on the partial response method in its discrete version. The program "Zentrifuga" was created to carry out calculations of vibration parameters, and a series of calculations of applied character were performed.

Модель и алгоритм расчета. Алгоритм расчета был создан ввиду новой записи выражения для сил инерции относительного движения элементов модели через углы между их продольными осями. Указанное обстоятельство позволило модифицировать ранее используемую модель, введя в ее состав дополнительные элементы, автоматически порождающие для элементов модели дополнительную нагрузку, соответствующую силам инерции относительного движения.

Введение. При проектировании и разработке различных инженерных конструкций (приборов, аппаратов, установок и т.д.) их составной частью являются трубопроводы, предназначенные для транспортировки газообразных и жидких веществ. Воздействие движущегося потока может способствовать возникновению колебаний трубопровода, которые в свою очередь, приводят к нарушению условий эксплуатации конструкции, снижению её надёжности, прочностных характеристик, а также последующему разрушению элементов и сооружения в целом. Важно вспомнить здесь и о вредном физиологическом влиянии вибрации. Систематические, даже умеренные и безопасные с точки зрения прочности, колебания, негативно сказываются на здоровье людей [1]. Их допустимые значения регламентируются соответствующими санитарными нормами. Работы, относящиеся к колебаниям трубопровода, в основном посвящены определению его собственных частот. Сегодняшняя практика диктует необходимость определять так же параметры вибрации (амплитуды смещений, внутренние усилия, опорные реакции). Работ в данном направлении крайне мало, а существующие описывают частные случаи. Разработка более общей модели, описывающей поведение трубопровода, является целью настоящей работы.

Описание программы. Новая программа позволяет быстро и наглядно подготовить и провести расчёт параметров вибрации трубопровода.

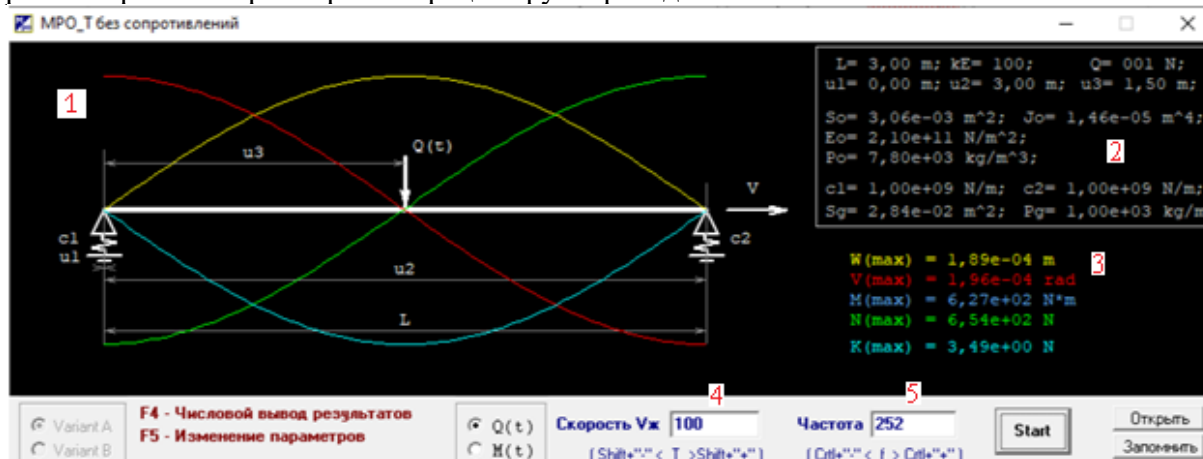


Рисунок 1 – Фрагмент окна программы «Zentrifuga»

При старте программы появляется окно со схемой конструкции (рисунок 1), в окне находится блок для ввода начальных данных (позиция 2), а также ввод скорости жидкости (позиция 4) и первой

собственной частоты (позиция 5), графически изображён результат расчётов параметров вибрации (позиция 1), а также их максимальные значения (позиция 5).

Разработанная программа позволила выполнить серию расчетов, результаты которых продемонстрировали хорошее совпадение с результатами вычислений по формулам, полученным методом Бубнова – Галеркина.

Литература:

1. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб. : Мор Вест, 2005, 421 с.
2. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
3. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Квазиодномерные модели для анализа параметров вибрации судового корпуса на ранних стадиях его проектирования. СПб, Моринтех, №2(44)Т.1, 2019, стр.45-51.
4. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения. СПб, Морской вестник №1(81), 2022, стр. 53-58.
5. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. СПб, Труды ФГУП КГНЦ, Спец. Выпуск 1-2022, стр. 72-79
6. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет параметров вибрации конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией. СПб, ТРУДЫ СПбГМТУ, 2023 (5, 1), Спец. Выпуск 2023, стр. 106-119
7. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.10.2022

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯРНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

Миронов М.Ю., Кириллов П.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

В докладе рассматривается разработка программы расчета регулярного перекрытия с произвольным числом балок главного направления (БГН) и перекрестных связей (ПС), причем все балки расположены на сплошном упругом основании (СУО) постоянной жесткости. Модель перекрытия на СУО пригодна для расчетов ленточных фундаментов зданий и сооружений, сетчатых подкреплений легких заполнителей в трехслойных композитах, искусственных гатей и понтонов. Исследуется корректность гипотезы о восприятии внешней нагрузки только БГН, а также влияние параметров топологии перекрытия на распределение жесткостей балок равнонапряженной конструкции с учетом жесткости постели.

Ключевые слова: регулярное перекрытие, метод сил, функции влияния упругого основания, равнонапряженная конструкция, коэффициент постели, упрощающие гипотезы.

The report discusses the development of a program for calculating a regular overlap with an arbitrary number of beams of the main direction (BMD) and cross-links (CL), and all beams are located on a solid elastic base (SEB) of constant rigidity. The overlap model based on the SEB is suitable for calculations of ribbon foundations of buildings and structures, mesh reinforcements of light aggregates in three-layer composites, artificial gates and pontoons. The correctness of the hypothesis about the perception of an external load only by the BMD is investigated, as well as the influence of the parameters of the overlap topology on the distribution of stiffness of beams of an equally stressed structure, taking into account the stiffness of the bed.

Keywords: regular grid, force method, elastic base influence functions, equidistant structure, bed coefficient, simplifying hypotheses.

Для расчетов ленточных фундаментов зданий и сооружений, сетчатых подкреплений легких заполнителей в трехслойных композитах, искусственных гатей и понтонов представляет интерес экономичная стержневая модель плоского перекрытия на СУО, не требующая моделирования подстилающей среды как отдельного тела или структуры. Рассматривая в первом приближении упругое основание как линейное с постоянной жесткостью, на базе классического метода сил («приравнивания прогибов») [2] построен алгоритм формирования матрицы податливости конструкции для произвольного числа БГН и ПС, дающий аналитическое решение.

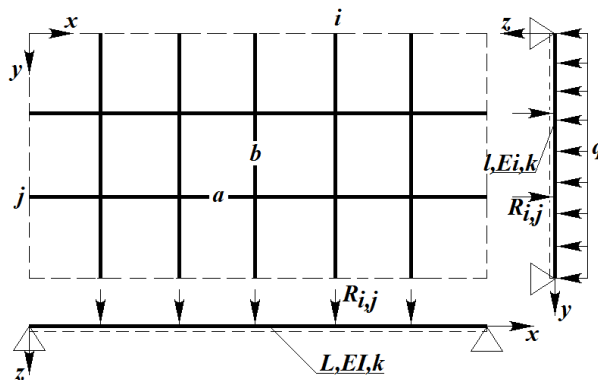


Рисунок 1. Расчетная схема регулярного перекрытия на СУО

На Рис.2 приведена схема формирования матрицы податливости СЛАУ метода сил порядка $((N_{ПС} \times N_{БГН}) \times (N_{ПС} \times N_{БГН}))$.

Основным вопросом в решении задачи об изгибе давлением плоского регулярного перекрытия, все балки которого лежат на СУО с постоянной жесткостью k (Рис.1), является вопрос о вычислении коэффициентов влияния внешней распределенной нагрузки и сосредоточенных реакций взаимодействия на прогибы.

В первом приближении, оставаясь в рамках гипотезы о восприятии внешнего давления лишь балками главного направления (БГН), требуются коэффициенты влияния (КВ) трех типов:

- КВ распределенной нагрузки на прогиб БГН: $\beta(y) = f_{01}(u_1, y) \cdot \beta^{\text{без СУО}}(y)$, (1)

- КВ влияния сосредоточенной силы на прогиб БГН: $\gamma(y) = f_{02}(u_1, y, ap) \cdot \gamma^{\text{без СУО}}(y, ap)$, (2)

- КВ влияния сосредоточенной силы на прогиб ПС: $\gamma_-(x) = f_{03}(u_2, x, ap) \cdot \gamma_-^{\text{без СУО}}(x, ap)$, (3)

где u_1 и u_2 – параметры И.Г. Бубнова для БГН и ПС соответственно,

$$u_1 = \frac{l^4}{2} \sqrt{\frac{k}{EI}}, \quad u_2 = \frac{L^4}{2} \sqrt{\frac{k}{EI}}, \quad (4)$$

f_{01} , f_{02} , f_{03} – функции типа функций И.Г. Бубнова для значений КВ в точках x и y , под действием распределенной нагрузки или силы с координатой приложения ap .

		(N _{ПС} x N _{ПС}) блоков порядка (N _{БГН} x N _{БГН})	
		s=1,...,N _{ПС}	
k=1,...,N _{ПС}	...	<p>Диагональный блок (k,k) <i>i=1, ..., N_{БГН}; j=1, ..., N_{БГН}</i> $M^{(k-1) \cdot (N_{БГН}+i), (s-1) \cdot (N_{БГН}+j)} =$ $= \gamma 1_{k,s} + \gamma 2_{i,j}, i=j$ $= \gamma 2_{i,j}, i \neq j$</p>	<p>Внедиагональный блок <i>(k,s)</i> <i>i=1, ..., N_{БГН}; j=1, ..., N_{БГН}</i> $M^{(k-1) \cdot (N_{БГН}+i), (s-1) \cdot (N_{БГН}+j)} =$ $= \gamma 1_{k,s}, i=j$ $= 0, i \neq j$</p>

Рисунок 2. Блочно-ленточная структура матрицы метода приравнивания прогибов

В случае, например, полностью опертого на контуре перекрытия, вводя относительные продольные координаты прогиба $\bar{y} = y/l$ и сосредоточенной силы $\rho = a\rho/l$, используя аналитические решения в гармонически-экспоненциальных функциях Н.П. Пузыревского $V_0(u), \dots, V_3(u)$ [2], получено

$$f_{01}(u, \bar{y}) = \frac{24 \left(1 - \frac{V_0(u) \cdot V_0(2\bar{y} \cdot u) + V_2(u) \cdot V_2(2\bar{y} \cdot u)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} \right)}{(2u)^4 (\bar{y} - 2\bar{y}^3 + \bar{y}^4)}, \quad (5)$$

$$f_{02}(u, \bar{y}, \rho) = \frac{-6}{2\sqrt{2} \cdot (2u)^3} \frac{\frac{V_1(2u) \cdot V_3(2u(1-\rho)) - V_3(2u) \cdot V_1(2u(1-\rho))}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)} \cdot V_1(2u \cdot \bar{y}) + \frac{V_1(2u) \cdot V_1(2u(1-\rho)) + V_3(2u) \cdot V_3(2u(1-\rho))}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)} \cdot V_3(2u \cdot \bar{y}) - \frac{\rho}{\bar{y}} \cdot V_3(2u(1-\rho))}{(1-\rho) \cdot \bar{y} \cdot (1-(1-\rho)^2 - \bar{y}^2) + (1-\rho)^3}. \quad (6)$$

Верификация полученных аналитических решений, реализованных в системе компьютерной алгебры RTC MathCAD, выполнялась с помощью МКЭ, где СУО заменялось на плотной балочной сетке пролетов совокупностью одноосных пружинных КЭ (Рис.3). Перспективным будет применение специальных КЭ балки на СУО [5].

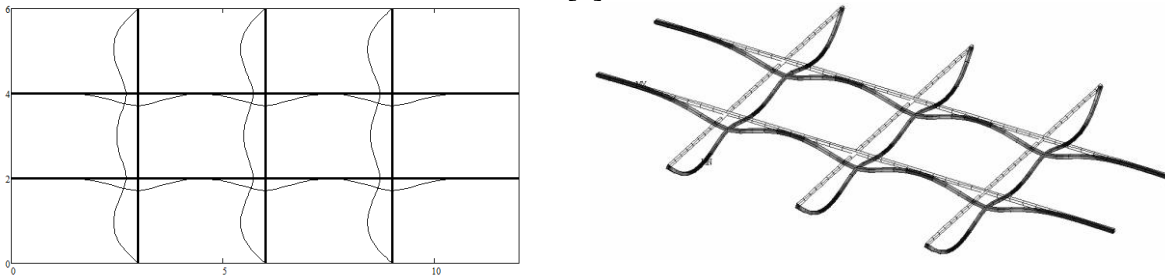


Рисунок 3. Аналитическое (слева) и численное решение в прогибах для относительной высокой жесткости СУО

Для полученной модели исследуется корректность гипотезы о восприятии внешней нагрузки давлением только БГН при их относительно малом количестве (получены коэффициенты влияния «треугольной» нагрузки, приложенной в произвольной зоне балки, на контрольные прогибы), а также влияние параметров топологии перекрытия на распределение жесткостей балок равнонапряженной конструкции с учетом жесткости постели. Итерационный алгоритм выравнивания напряжений 0-го порядка [4] приводит к близкому к оптимальному соотношению [1], [5] между жесткостями ПС и БГН для заданной топологии и ГУ.

Литература:

1. Миронов М.Ю., Бренс П.А., Родионов А.А. Управление динамическими параметрами моделей перекрытий с учетом деформаций поперечного сдвига, Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского. Тезисы докладов, ФГУП ГНЦ ЦНИИ им. А.Н. Крылова, СПб, 2008 г., с.69-70.
2. Родионов А.А. Строительная механика корабля: учебник для вузов, СПбГМТУ, 2013.
3. Справочник по строительной механике корабля п/р О.М. Паляя в 3-х т., т.1, Л.: Судостроение, 1982.
4. Чубуков Н.С., Миронов М.Ю. Топологическая оптимизация регулярных пластинчатых и ферменных структур на основе алгоритмов выравнивания полей напряжений, Прикладная математика и информатика: современные исследования в области естественных и технических наук. Материалы III научно-практической всероссийской конференции (школы-семинара) молодых ученых 24-25 апреля 2017 г. – Тольятти: Изд. Качалин А.В., 2017, с. 632-637
5. Миронов М.Ю. Оптимизационное проектирование балок на упругом основании. Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета, вып. 2 (2) 2022, с. 80-100
6. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc

АНАЛИЗ ФОРМ РАЗРУШЕНИЯ ДНИЩЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ПКМ ПРИ ПОСАДКЕ СУДНА НА КАМЕНЬ

Ромашкина Е.С., Пономарёв Д.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена анализу возможных форм разрушения конструкций корпуса из ПКМ при посадке судна мель с применением численных процедур. Рассмотрены вертикальный и касательный удар в днищевую трехслойную панель корпуса судна. В результате получены значения максимальных остаточных прогибов, максимальные напряжения в слоях и обратный коэффициент запаса. Для сопоставления несущей способности сэндвич панели для рассматриваемых случаев взаимодействия с индентором определены энергии деформирования несущих слоев и заполнителя.

The paper is devoted to the analysis of possible forms of fracture of PCM hull structures during shoal landing using numerical procedures. Vertical and tangential impact into the bottom three-layer panel of the ship hull is considered. As a result, the values of maximum residual deflections, maximum stresses in the layers and the inverse safety factor are obtained. To compare the bearing capacity of the sandwich panel for the considered cases of interaction with the indenter, the deformation energies of the bearing layers and the filler are determined.

Постановка проблемы. В прошлом столетии сформировалось направление аварийной прочности, в рамках которого решается задача сведения до минимума негативных последствий при посадке судна на мель. В настоящий момент для этого совершенствуются правила классификационных обществ и методы проектирования, а также внедряются полимерные композиционные материалы (ПКМ), что является эффективным инструментом для повышения безопасности и эффективности конструкций.

Анализ сценариев посадки судов на мель показывает, что наиболее часто деформируются или разрушаются конструктивные элементы борта и днища. В связи с этим в настоящей работе в качестве объекта исследования рассматривается элемент днищевая сэндвич-панель корпуса судна из ПКМ. Традиционные подходы к проектированию по предельным состояниям для стальных конструкций не могут в полной мере быть использованы для конструкций из композиционных материалов, т.к. необходимо принимать во внимания связь «материал-технология-конструкция». Причем этот факт распространяется и на эксплуатационную прочность.

Оценка напряженно-деформированного состояния может быть выполнена с помощью консервативных аналитических подходов и современных численных процедур. В основе аналитических моделей лежат соотношения классической ламинатной теории для учета слоистой структуры с анализом критериальных функций разрушения. Для определения внутренних силовых факторов рассматривается метод Навье. Однако задачи аварийной прочности являются достаточно сложными для их описания численными процедурами, но позволяют учесть больше факторов физического процесса деформирования, чем аналитические. На сегодняшний день в качестве численного метода для композиционных материалов эффективно применяют метод конечных элементов (МКЭ). Целью настоящей работы является исследование возможных форм разрушения конструкций корпуса из ПКМ при посадке судна мель с применением численных процедур. В качестве расчетных сценариев рассмотрены случай вертикального удара и скользящего удара, рисунок 1. Индентор («камень») представлен в форме скругленного конуса.

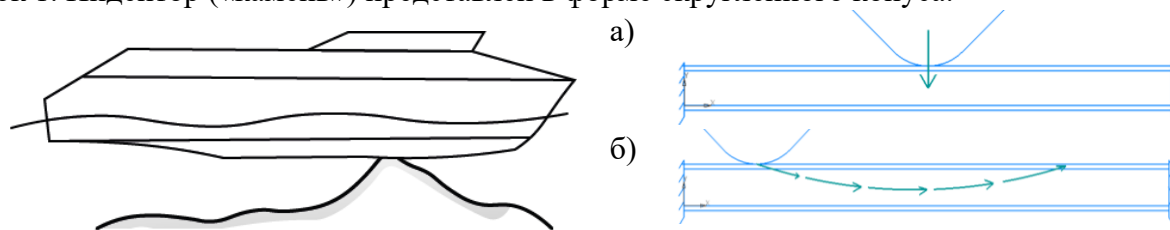


Рисунок 1 – Расчетные сценарии посадки на мель при взаимодействии индентора и сэндвич панели:
а) вертикальный удар; б) скользящий удар

Основные результаты и заключение. В результате серии численных нелинейный расчетов получены значения максимальных остаточных прогибов, максимальные напряжения в слоях и обратный коэффициент запаса при вертикальном и скользящем ударе. Несущие слои смоделированы с учетом слоистой структуры с заданной системой армирования. Для вертикального удара рассмотрен удар в центр панели со смещением в сторону длинной и короткой стороны на

половину ширины панели, для скользящего - вариант вдоль длинной и короткой стороны. Анализ прочности композитных материалов основан на определении напряженно-деформированного состояния и оценке коэффициентов запаса. В данной работе использованы критерии максимальных напряжений и Цяя-Ву для плоско напряженного состояния монослоя. При этом данные критерии говорят о начале разрушения и не показывают, как накапливаются повреждения в материале и как они влияют на деградацию его механических свойств. Для сопоставления несущей способности сэндвич панели для рассматриваемых случаев взаимодействия с индентором определены энергии деформирования несущих слоев и заполнителя, рисунок 2.

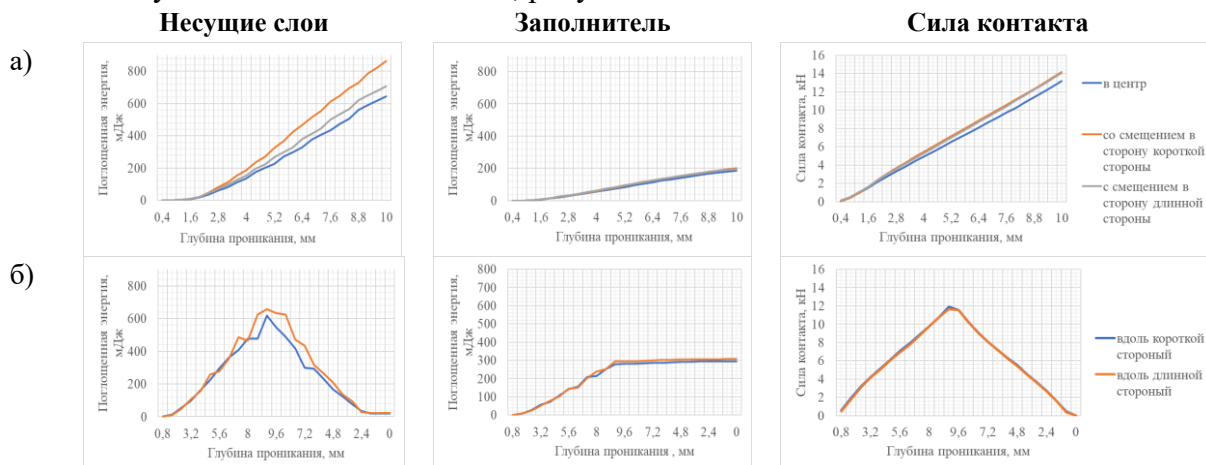


Рисунок 2 – Сопоставление энергии деформирования несущих слоев и заполнителя, а также силы контакта: а) при вертикальном ударе; б) при скользящем ударе.

Из представленных результатов видно, что при скользящем ударе энергопоглощение заполнителя оказывается на 30% выше, чем при вертикальном ударе, а для несущих слоев разница составляет порядка 25%. При ударе со смещением в сторону короткой стороны панели суммарная энергия деформации оказывается выше, чем при ударе со смещением в сторону длинной стороны и ударе в центр на 18% и 25% соответственно. Разница в максимальном контактом усилии составляет порядка 8% между ударом в центр и ударами со смещением при вертикальном ударе. При скользящем ударе значения контактной силы практически совпадают.

Литература:

1. Daniel Gay Suong V. Hoa, Stephen W. Tsai Composite materials design and application. - Boca Raton, London, New York, Washington : CRC PRESS, 2003.
2. Isaac M. Daniel Ori Ishai Engineering Mechanics of composite materials. - New York : Oxford University Press, 2006
3. Zenkert D. An Introduction to Sandwich Construction. Zenkert D. An Introduction to Sandwich Construction.
4. Гришин В.И. Дзюба А.С., Дударьков Ю.И. Прочность и устойчивость элементов и соединений авиационных конструкций из композитов. - Москва : Физматлит, 2013.
5. Кузьмин М.А. Лебедев Д.Л. , Попов Б.Г. Расчеты на прочность элементов многослойных композиционных конструкций. - Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012

ОПТИМАЛЬНЫЙ ПО МАССЕ НАБОР ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ ИЗГИБЕ ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКОЙ

Рукавишников А.А., Манухин В.А., СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрен изгиб палубного перекрытия при заданных допустимых напряжениях в бимсах и карлингсах, при различном их количестве и размерах профилей с целью выбора оптимального по массе набора. Расчет балочных моделей перекрытия аналитическими методами и методом конечных элементов был выполнен в Mathcad и FESTA, а пластинчато-стержневой модели в ANSYS Workbench. Выполнено сравнение и анализ результатов расчетов различными методами и выбраны оптимальные по массе набора перекрытия.

The bending of the deck floor at given permissible stresses in beams and carlings with different numbers and profile sizes is considered in order to select the mass-optimal set. The calculation of beam floor models using analytical methods and the finite element method was performed in Mathcad and FESTA, and the calculation of plate-rod model was performed in ANSYS Workbench. A comparison and analysis of the calculation results using various methods was carried out and the mass-optimal floor sets were selected.

Постановка проблемы. Основной задачей проектирования корпусных конструкций судов является обеспечение их прочности при минимальном весе. Особенно это актуально для перекрытий верхней палубы судна, поскольку ее излишний вес, помимо всего прочего, уменьшает дедейт и снижает остойчивость. Балочный набор перекрытия при имеющихся граничных условиях на опорном контуре должен удовлетворять условиям прочности при заданной нагрузке, например, равномерно распределенной по настилу и иметь минимальный вес.

В работе была поставлена и решена следующая задача. Начиная с минимального количества бимсов и карлингсов, постепенно увеличивая их число и размеры поперечных сечений, используя аналитические методы и метод конечных элементов в зависимости от типа подкрепления, найти наибольшие напряжения в балках набора и, сравнив их с допустимыми значениями, выбрать варианты с наименьшим весом.

Данные по перекрытию: длина 12 м, ширина 8 м, карлингсы жёстко заделаны на опорном контуре, бимсы шарнирно опёрты. Рассмотрены следующие конструктивные варианты перекрытия: с одним, двумя и тремя карлингсами при числе бимсов от трех до девяти в каждом случае. Нагрузка давлением 50 кПа равномерно распределялась по условному настилу толщиной 10 мм. Для стального набора приняты следующие допустимые нормальные и касательные напряжения: для карлингсов 210 и 105 МПа, для бимсов 280 и 140 МПа соответственно.

Перекрытия с одним карлингсом рассчитывались в MATHCAD двумя классическими методами: методом приравнивания прогибов (МПП) и методом расчета перекрестной связи (карлингса) как балки на сплошном упругом основании (СУО). Перекрытия с двумя и тремя карлингсами рассчитывались методом конечных элементов: для всех балочных моделей по программе FESTA [1] и для пластинчато-стержневой модели с тремя карлингсами и девятью бимсами в пакете ANSYS Workbench. Во всех вариантах балочных моделей перекрытия нагрузка распределялась на балки главного направления (бимсы).

Основные результаты и заключение. В результате анализа всех вариантов подкреплений были определены оптимальные сочетания балок набора перекрытия, имеющих минимальный вес: с одним карлингсом Т80_б и тремя бимсами Т45_а весом 113,9 кН, с двумя карлингсами Т80_а и тремя бимсами Т32_в весом 118,4 кН и с тремя карлингсами Т63_б и тремя бимсами Т22_б весом 131,8 кН.

Для сравнения аналитических методов между собой и с методом конечных элементов по программе FESTA дополнительно выполнен расчет перекрытий с одной перекрестной связью и восемью бимсами для балочной модели без учета деформаций сдвига. Для анализа допущений при расчетах балочных моделей перекрытий дополнительно выполнен расчет перекрытия с тремя карлингсами и девятью бимсами для пластинчато-стержневой модели в ANSYS (рис.1, табл. 1).

По результатам расчета палубного перекрытия можно сделать выводы:

1. Минимальный вес набора при выполнении условий прочности в нем достигается при минимальном числе бимсов и карлингсов.
2. Метод расчета перекрытия с одной перекрестной связью и большим числом балок главного направления как перекрестной связи СУО дает сопоставимую точность с методом приравнивания прогибов уже при пяти бимсах.

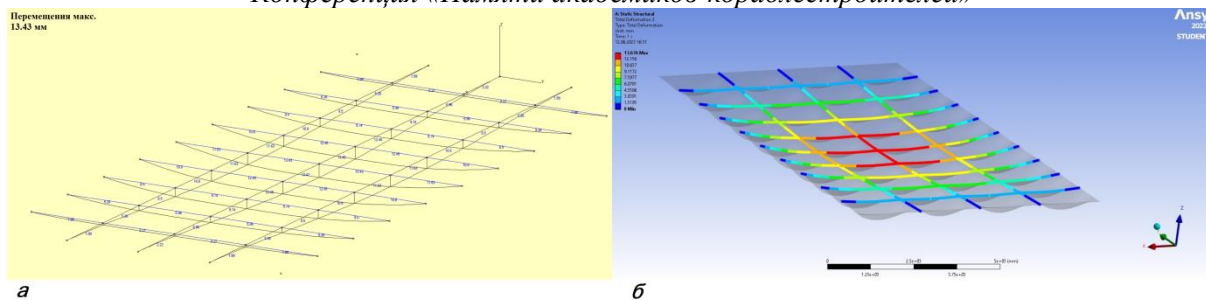


Рис. 1. Конечно-элементные модели перекрытия:
a – балочная модель; *б* – пластинчато-стержневая модель

Таблица 1. Наибольшие поперечные перемещения, мм

Число карлингсов – 1, бимсов – 8			Число карлингсов – 3, бимсов – 9			
Без учета деформаций сдвига			С учетом деформаций сдвига			
МПП	СУО	FESTA	FESTA	FESTA	ANSYS	ANSYS
Нагрузка приложена к бимсам						К настилу
9,68	9,69	9,69	11,17	13,43	13,74	13,68

3. Неучет деформаций сдвига в аналитических методах расчета перекрытий с относительно короткими балками рамного набора приводит к заметному занижению перемещений и напряжений.

4. Расчеты методом конечных элементов балочной и пластинчато-стержневой моделей перекрытия с большим числом бимсов подтверждает работоспособность допущения о возможности распределения нагрузки только на балки главного направления, а также правомочность концепции присоединенного пояска настила в балочных моделях перекрытий.

Литература:

1. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Плотников К.В., Рюмин С.Н., Тряскин В.Н. Модернизация программы конечно-элементного анализа стержневых систем «FESTA-2020» для использования в автоматизированной системе проектирования судовых конструкций «АЛМАЗ-К». Труды КГНЦ. Спец. вып. № 2. СПб: ФГУП КГНЦ им. акад. А. Н. Крылова, 2020, с.97-102