

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Калининградский государственный технический университет»**

На правах рукописи



Бураковский Павел Евгеньевич

**МЕТОДЫ РАСЧЁТА ПРОЧНОСТИ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО
ПРОЕКТИРОВАНИЮ СУДОВ ФЛОТА РЫБНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ ИХ БЕЗОПАСНОСТИ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

05.08.01 Теория корабля и строительная механика
05.08.03 Проектирование и конструкция судов

**Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Научный консультант:
Заслуженный деятель науки РФ,
д.т.н., профессор
Нечаев Ю.И.

Калининград – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
Глава 1 ПРОБЛЕМА ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОРПУСОВ СУДОВ ФРП В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ	23
1.1 Аварийность судов флота рыбной промышленности.....	24
1.2 Эксплуатационные повреждения корпусных конструкций судов	34
1.3 Конструктивные пути восстановления эксплуатационной прочности элементов корпусов судов	39
1.4 Оценка риска эксплуатации судов флота рыбной промышленности...	46
Выводы по первой главе.....	51
Глава 2 ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СУДОВ С ВНЕШНЕЙ СРЕДОЙ В УСЛОВИЯХ ШТОРМОВОГО МОРЯ НА РАЗВИТОМ ВСТРЕЧНОМ ВОЛНЕНИИ И КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ, ПОВЫШАЮЩИЕ БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ	53
2.1 Исследование аварии танкера «Находка» в сложной динамической среде.....	54
2.2 Особенности взаимодействия корпуса судна с внешней средой при захвате волной носовой оконечности	58
2.3 Изменение остойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности.....	64
2.4 Оценка величины гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в условиях захвата волной носовой оконечности.....	75
2.5 Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик носовой оконечности и поведения судна в условиях захвата волной носовой оконечности судна.....	82
2.6 Обеспечение безопасности судна в условиях захвата волной носовой оконечности.....	94

2.7 Совершенствование нормирования общей прочности корпусов морских судов.....	101
2.8 Обоснование назначения профиля седловатости палубы при проектировании судов.....	107
2.9 Оценка вероятности встречи морских судов с аномальными волнами	113
2.10 Конструктивные решения, направленные на предотвращение захвата волной носовой оконечности судна	124
Выводы по второй главе.....	141
Глава 3 МЕТОДЫ РАСЧЁТА ПРОЧНОСТИ СУДОВЫХ ПЛАСТИН В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	144
3.1 Исследование закономерностей деформирования локально загруженных пластин.....	146
3.2 Методика расчёта судовых пластин, воспринимающих контактные нагрузки с падающей интенсивностью при изменении степени недогрузки	152
3.3 Экспериментальное изучение влияния истории нагружения пластин на изменение их прогибов при развитых упруго-пластических деформациях.....	157
3.4 Моделирование процесса накопления прогибов судовых пластин при случайном эксплуатационном нагружении.....	165
3.5 Учёт резервов прочности пластически деформированной бортовой обшивки при проектировании и оценке технического состояния корпусов судов	171
3.6 Учёт гофрировки бортовой обшивки при дефектации балок набора судовых корпусов	178
Выводы по третьей главе.....	182
Глава 4 РАСЧЁТ ЛОКАЛЬНО ЗАГРУЖЕННЫХ СВЯЗЕЙ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ ЗА ПРЕДЕЛОМ УПРУГОСТИ С УЧЁТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	184

4.1 Проблема учёта геометрической и физической нелинейности.....	185
4.2 Математическая модель изгиба упруго-пластических балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением.	189
4.3 Математическая модель изгиба упруго-пластических балок, лежащих на упруго-пластическом основании с нелинейным упрочнением.....	197
4.4 Методика учёта жесткости пластины при деформировании локально загруженного шпангоута в упруго-пластической стадии	202
4.5 Методика расчёта локально загруженных балок судовых корпусов с учетом нелинейности их деформирования.....	209
4.6 Учёт особенностей поведения локально загруженных шпангоутов в запредельном состоянии при проектировании корпусов судов	217
4.7 Методика расчёта локально загруженных упруго-пластических шпангоутов, лежащих на упруго-пластическом основании прандтлевского типа с линейным упрочнением с учётом сдвиговых эффектов.....	229
4.8 Учёт локализации внешней нагрузки при выборе размеров связей бортовых перекрытий судов.....	247
4.9 Проверка адекватности разработанных математических моделей	257
4.10 Методика оценки риска разрушения балочных элементов судовых корпусных конструкций.....	263
Выводы по четвертой главе.....	266
Глава 5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ И СНИЖЕНИЕ РИСКОВ РАЗРУШЕНИЯ.....	268
5.1 Влияние перекрестной связи на несущую способность локально загруженной шпангоутной ветви.....	269
5.2 Уточненный расчёт бортового стрингера, воспринимающего интенсивную локальную нагрузку.....	278

5.3 Методика определения жесткости промежуточного шпангоута при действии локализованной нагрузки	291
5.4 Подкрепление балок судового перекрытия за счёт создания дополнительного упруго-пластического основания	296
5.5 Бесстрингерная система набора бортового перекрытия	305
5.6 Усовершенствованный способ подкрепления пластин бортовой обшивки	313
5.7 Повышение несущей способности пластин обшивки за счёт использования резервов прочности упругого основания	318
5.8 Повышение несущей способности пластин обшивки за счёт установки промежуточной упруго-пластической опоры	322
Выводы по пятой главе.....	329
Глава 6 КОНСТРУКТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВ ФРП ПРИ ВОЗНИКНОВЕНИИ НАВИГАЦИОННЫХ АВАРИЙ.....	331
6.1 Математическая модель оценки риска посадки судов на мель в условиях изменения глубины акватории	332
6.2 Разработка конструктивных мероприятий, снижающих последствия посадок судов на мель.....	338
6.3 Математическая модель оценки риска столкновения судов.....	356
6.4 Разработка конструктивных мероприятий, снижающих последствия столкновений судов.....	371
Выводы по шестой главе.....	378
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	380
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	386
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	390
Приложение А Установки для испытания образцов на сложный изгиб с переменным коэффициентом распора	430
Приложение Б Константы, входящие в выражение для упругой линии балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным и	

нелинейным упрочнением.....	444
Приложение В Вывод вспомогательных функций, используемых при расчете балок, лежащих на многослойных упруго-пластических основаниях.....	451
Приложение Г Константы, входящие в выражение для упругой линии балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением, с учётом сдвиговых эффектов.....	477
Приложение Д Константы, входящие в выражение для упругой линии балок, нагруженных распределенной нагрузкой и лежащих на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением.....	483
Приложение Е Константы, входящие в выражение для упругой линии балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением и подкрепленных упругими опорами.....	489

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования и степень ее разработанности.

Одним из главных направлений обеспечения национальной безопасности Российской Федерации является достижение продовольственной безопасности, что сформулировано в «Доктрине продовольственной безопасности Российской Федерации», утверждённой Указом Президента РФ от 30.01.2010 г. № 120 [173] и «Морской доктрине РФ», утверждённой президентом РФ 26.07.2015 года [211]. Важнейшим показателем оценки продовольственной безопасности является потребление пищевых продуктов в расчёте на душу населения, в том числе рыбной продукции. Этот показатель для РФ на 2019 год составляет 21,9 кг/год, а в соответствии с распоряжением правительства РФ от 26 ноября 2019 года № 2798-р [272] к 2030 году должен подняться до 25 кг/год на одного потребителя. Для сравнения, по данным Продовольственной и сельскохозяйственной организации ООН [197] в 2001 г. потребление рыбной продукции в различных странах мира составляло: Португалия – 76,1 кг/год, Япония – 63,9 кг/год, Малайзия – 56,8 кг/год, Республика Корея – 51,0 кг/год, Норвегия – 51,0 кг/год, Доминиканская Республика – 47,9 кг/год, Габон – 47,1 кг/год, Испания – 44,7 кг/год, Финляндия – 32,1 кг/год, Франция – 31,1 кг/год. Очевидно, что РФ по среднелюдному потреблению рыбной продукции не входит даже в десятку ведущих по этому показателю стран мира, что объясняется, прежде всего, высокой степенью износа основных фондов рыбохозяйственного комплекса и относительно низким уровнем их производственной эффективности [272]. Основой материально-технической базы рыбохозяйственного комплекса является рыбопромысловый флот, на который приходится более 70% основных производственных фондов отрасли и более 90% общего вылова.

Таким образом, важнейший вопрос национальной безопасности – обеспечение страны рыбной продукцией – может быть решён путем совершенствования корпусных конструкций судов промыслового флота, их технологического оборудования и последовательного замещения старых судов новыми. Так, в соответствии с распоряжением правительства РФ от 26.11.2019 №

2798-р, к 2030 году планируется полное обновление добывающих и перерабатывающих мощностей судов рыбопромыслового флота.

Серьёзной проблемой является и обеспечение безопасности мореплавания в соответствии с «Морской доктриной РФ», так как промысловые суда работают в тяжёлых условиях на всех широтах Мирового океана, в различных климатических условиях от Арктики до Антарктики, осуществляют швартовку в открытом море и работу в битых и сплошных льдах.

Несмотря на постоянное совершенствование навигационных систем судов и конструкций их корпусов, уровень аварийности остается высоким [19, 334]. Такие аварии часто сопровождаются разрушением корпусных конструкций, потерей грузов, гибелью людей, загрязнением окружающей среды и др. Повреждения корпусных конструкций, не связанные с гибелью судов, выводят суда из эксплуатации для их последующего ремонта, что резко снижает промысловое время.

Результаты исследования показали, что одним из основных источников возникновения аварий является «человеческий фактор», при этом они могут развиваться очень быстро или в условиях существенной неопределенности, когда человек не способен своевременно оценить степень опасности ситуации. Одним из путей предупреждения таких аварий является внедрение в практику эксплуатации судов бортовых интеллектуальных систем (ИС), обеспечивающих информационную поддержку принятия решений судоводителем и прогнозирование возможности возникновения аварий. Большой вклад в развитие теории бортовых ИС новых поколений внесли А. В. Бухановский, А. Б. Дегтярев, С. А. Дубовик, Ю. И. Нечаев, О. Н. Петров, Ю. Л. Сиек, Д. А. Скороходов [170, 215, 216, 217, 218, 285, 314, 315, 328, 353]. ИС новых поколений содержат динамическую базу знаний с нечёткой формальной системой (НФС), отображающей современное состояние предметной области – «прочность судов». При совершенствовании базы знаний необходимо включить встроенные процедуры, характеризующие разработанные методы оценки эксплуатационной прочности (стандартные ситуации), при возникновении нештатных ситуаций

адаптивная система «подстраивает» логику НФС на основе данных динамических измерений под возникшую нештатную ситуацию. Под эксплуатационной прочностью здесь понимается прочность судна в условиях воздействия всей совокупности эксплуатационных нагрузок с учётом влияния на нее эксплуатационных дефектов и внешней среды.

Другой серьёзной проблемой эксплуатации судов является их заливаемость, которая подразделяется на ряд стадий: забрызгиваемость, заливаемость и зарываемость носовой оконечности в волну. Последняя стадия является наиболее опасной и представляет определенный интерес. Большую опасность для мореплавания также представляют зимние циклоны в Северных морях Тихого и Атлантического океана, которые часто неожиданно изменяют направление, могут появляться совершенно внезапно [26]. Циклоны сопровождаются резким падением температуры и ураганным ветром, срывающим с вершин волн брызги и интенсифицирующим процесс обледенения, что нередко приводит к потере остойчивости и гибели судна вместе с командой. В подобных ситуациях судно зачастую не может укрыться в порту-убежище, поэтому одним из наиболее эффективных способов борьбы с обледенением является вход судна в ледовое поле. Но в этом случае корпус судна, не имеющего соответствующих ледовых усиления, оказывается под воздействием интенсивных локально распределенных нагрузок, величина которых может превышать расчётные значения, заложенные при проектировании, что может вызвать разрушение корпуса и затопление судна. Как отмечают Л. Р. Аксютин и С. Н. Благовещенский [10], не всегда соблюдаются и ограничения по погоде из-за психологического фактора, а именно «промыслового азарта», представляющего собой «стремление продолжать удачный промысел даже при слишком тяжелых погодных условиях...». Большой объём повреждений корпусов промысловых судов вызван также воздействием интенсивных локально распределенных нагрузок при ведении промысла в районах с плавающим битым льдом.

Причиной ряда серьёзных аварий стало отсутствие учета при проектировании особенностей взаимодействия корпуса судна с внешней средой в

штормовых условиях, когда на палубу в носовой оконечности при её погружении в воду действуют гидродинамические силы, создающие существенную опасность потери прочности и остойчивости судна. Проблемой заливаемости судов на волнении и исследованием изменения восстанавливающего момента в зависимости от параметров волнения занимались А. Д. Батуев, С. Н. Благовещенский, И. К. Бородай, М. А. Васько, Г. В. Виленский, А. Н. Владимиров, А. В. Герасимов, С. В. Каленчук, Д. В. Кондриков, В. В. Луговский, Ю. А. Нецветаев, В. Б. Образцов, В. Г. Платонов, Н. Н. Рахманин, Н. Б. Севастьянов, В. Н. Тряскин, В. В. Ярисов и другие [41, 210, 304, 312, 313], однако упомянутое выше явление в работах этих ученых не рассматривалось.

Оценка общей прочности корпусов судов традиционно осуществляется в предположении воздействия волн расчетной высоты [267, 279], зависящей от длины судна, однако в реальных условиях эксплуатации это условие не всегда выполняется. Так, в практике эксплуатации судов в штормовых условиях нередко происходит выход носовой оконечности для судов в балласте и кормовой оконечности в условиях захвата носовой оконечности волной для судов в полном грузу, что представляет большую опасность. В этих условиях фактически действующий изгибающий момент на миделе может существенно отличаться от регламентируемого Правилами Регистра, что создаёт опасность разрушения корпуса. Исследования показали, что для повышения безопасности мореплавания в штормовых условиях необходимо теоретическое обоснование модернизации конструкции носовой оконечности судов.

Определённую угрозу для мореплавания представляют аномальные волны. Наблюдения последних лет с платформ, установленных в Северном море, а также со спутников ERS-1 и ERS-2 по программе Евросоюза MaxWave показали, что это не такое уж редкое явление: в течение трех недель было обнаружено более десяти волн, превышающих 25 м. Поэтому представляет интерес определить вероятность встречи судна с такими волнами, так как не любое судно может выдержать их воздействие без последствий.

Обеспечение безопасной эксплуатации судов связано с совершенствованием расчетных методов, архитектуры и критериальной базы при проектировании и оценке технического состояния объектов морской техники [48, 50, 171]. Особую актуальность здесь приобретают вопросы накопления упруго-пластических деформаций при восприятии эксплуатационных нагрузок и оценка риска разрушения корпусных конструкций. Труды Е. М. Апполонова, Н. В. Барабанова, Л. М. Беленького, Г. В. Бойцова, А. И. Бронского, Е. П. Бураковского, Ю. А. Воскресенского, В. В. Давыдова, Г. В. Егорова, В. В. Козлякова, Г. Б. Крыжевича, В. А. Кулеша, А. А. Курдюмова, М. А. Кутейникова, О. Е. Литонова, А. К. Осмоловского, О. М. Паляя, А. А. Родионова, О. Я. Тимофеева, В. Н. Тряскина и других ученых значительно продвинули решение этой проблемы. Однако многие её аспекты требуют дальнейшего исследования в направлении развития методов оценки величины внешних нагрузок, обоснованных прогнозов технического состояния корпусов судов и разработки конструктивных решений, обеспечивающих безопасность судов в условиях многократного действия интенсивных локально распределенных нагрузок.

Снижению надежности корпусов судов способствуют и эксплуатационные повреждения корпусных конструкций, получаемые при выполнении судами производственных операций, связанных со швартовкой в открытом море, которая нередко сопровождается жесткими навалами. Проблеме повреждаемости судовых корпусных конструкций посвящены труды К. Г. Абрамяна, С. В. Антоненко, Е. М. Апполонова, А. Г. Архангородского, Н. В. Барабанова, Л. М. Беленького, Г. В. Бойцова, А. С. Брикера, А. И. Бронского, Е. П. Бураковского, Н. Л. Великанова, В. М. Волкова, Ю. В. Головешкина, Г. В. Егорова, Н. Ф. Ершова, В. А. Зуева, В. В. Козлякова, Г. Б. Крыжевича, В. А. Кулеша, В. А. Курдюмова, М. А. Кутейникова, О. Е. Литонова, В. Т. Луценко, А. И. Максимаджи, А. Ю. Неугодова, О. М. Паляя, П. Ф. Папковича, Б. И. Пименова, В. П. Прохнич, Н. А. Решетова, А. А. Родионова, О. И. Свешникова, Л. Н. Семенова, А. Г. Смирнова, Н. А. Таранухи,

В. Н. Тряскина, О. Я. Тимофеева, Ю. А. Шиманского и других [4, 5, 8, 15, 16, 17, 21, 26, 35, 42, 44, 46, 56, 157, 158, 161, 163, 167, 177, 179, 183, 184, 190, 195, 206, 208, 225, 265, 280, 281, 286, 287, 291, 294, 298, 306, 330]. Было показано, что эксплуатационные повреждения вызываются воздействием на корпусные конструкции интенсивных локально распределенных нагрузок, что требует разработки эффективных расчётных методик, позволяющих оценивать риск разрушения и описывающих деформирование судовых корпусных конструкций с учётом нелинейных эффектов. Оценкой риска разрушения конструкций занимались такие известные ученые, как В. М. Волков, В. В. Козляков, Г. Б. Крыжевич, О. Е. Литонов, А. А. Миронов, О. М. Палий, С. В. Петин, О. Я. Тимофеев, В. Н. Тряскин и другие [49, 161, 200, 226], но в полном объеме данный вопрос до настоящего времени не решён. Недостаточно разработаны методы, позволяющие оценить резервы пластического деформирования конструкций и схемы их модернизации, снижающие риск разрушения корпуса.

В «Морской доктрине РФ» [211] указывается на решение ряда долгосрочных задач, в том числе развитие и надежное функционирование комплексной системы обеспечения безопасности мореплавания, включая обеспечение безопасности в морских портах и на подходах к ним, добыча водных биоресурсов за пределами 200-мильной зоны РФ и в отдаленных районах Мирового океана. Это потребует осуществления больших переходов, в том числе и по традиционным трафикам, проливам и т.д., что создаст угрозу безопасности из-за навигационных ошибок, столкновений и посадок судов на мель, приводящих к гибели судов.

Главную опасность при столкновении представляют подводные пробоины, приводящие к затоплению отсеков судна, повреждению грузов и оборудования, а также создающие риск гибели судна вследствие потери остойчивости. Наличие пробоин зачастую приводит к утечке нефтепродуктов и опасных грузов, что наносит ущерб морской экосистеме и объектам береговой инфраструктуры. Большой вклад в снижение ущерба от столкновений судов внесли А. И. Анохин, А. С. Брикер, Н. Н. Волков, М. Н. Гаврилов, В. П. Кириленко, С. Б. Кодацкий,

И. М. Короткин, Ю. Ф. Лепп, О. Е. Литонов, С. И. Логачев, В. В. Матевосян, А. Г. Мещеряков, А. Б. Нестеров, С. Б. Ольшамовский, Н. А. Петров, А. А. Родионов, В. Ф. Сидорченко, А. Б. Юдович, иностранные ученые E. Lehmann, P. Pedersen, G. Woisin и другие, но до конца данный вопрос ещё не решён. Для минимизации последствий столкновений необходима разработка конструктивных мероприятий по модернизации носовых оконечностей судов, снижающих риск возникновения пробоин.

В случае посадки на мель нередко происходит смещение настила двойного дна вместе с фундаментами главных и вспомогательных механизмов, что лишает судно возможности двигаться своим ходом. В случае возникновения опасных метеорологических явлений это может привести к тому, что судно окажется под воздействием ветровых и волновых нагрузок. Совместно с ударами о грунт их действие может способствовать разрушению корпуса, повреждению грузов, загрязнению окружающей среды, а также гибели судна и экипажа. Уменьшить последствия посадок судов на мель можно за счет модернизации днищевых конструкций с целью исключения смещения и повреждения фундамента судовой энергетической установки, что позволит судну в ряде случаев самостоятельно сняться с мели и обеспечит безопасность в сложных погодных условиях.

Таким образом, разработка методов расчёта прочности и конструктивных мероприятий, направленных на обеспечение эксплуатационной прочности корпусов судов и повышение безопасности мореплавания, представляет собой **научную проблему**, имеющую важное хозяйственное значение, соответствующую национальным интересам РФ в Мировом океане и определяемую «Доктриной продовольственной безопасности Российской Федерации» и «Морской доктриной Российской Федерации».

Объектом исследования являются методы и методики расчёта прочности и оптимизации проектирования и конструирования судов, основанные на изучении поведения балок, пластин и пластинчато-стержневых систем под действием эксплуатационных нагрузок, а также способы обеспечения прочности и надежности корпуса и отдельных конструкций в условиях эксплуатации.

Предмет исследования – конструкции, подкрепления и схемы модернизации конструкций корпусов судов, а также методы расчёта и прогнозирования параметров напряженно-деформированного состояния указанных конструкций в реальных условиях эксплуатации.

Цель работы – разработка методов расчёта прочности судовых корпусных конструкций в экстремальных условиях эксплуатации и рекомендаций по проектированию конструкций для обеспечения их прочности и надежности, повышения безопасности мореплавания посредством рационального конструирования, подкрепления при повреждении, а также модернизации.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **основные задачи исследования**:

1) разработать физическую и математическую модель взаимодействия судна с внешней средой в условиях захвата его носовой оконечности волной;

2) разработать математические модели оценки риска столкновения и посадки судов на мель для обоснования конструктивных решений при проектировании судов;

3) разработать математическую модель оценки риска встречи судов с аномальными волнами;

4) обосновать выбор профиля седловатости палубы для предотвращения захвата волной носовой оконечности судов;

5) предложить рекомендации по модернизации конструкций корпусов судов, снижающие последствия навигационных аварий, а также повышающие безопасность судов в штормовых условиях;

6) предложить методику расчёта общей прочности судов в экстремальных условиях эксплуатации;

7) разработать методику расчёта больших упруго-пластических прогибов пластин судовых перекрытий, учитывающую закономерности их деформирования при восприятии интенсивных нагрузок с падающей интенсивностью, изменяющейся в процессе нагружения, и оценить риск их разрушения при наличии дефектов в смежных с нагружаемым районах;

8) разработать алгоритм прогнозирования стрелок прогибов пластин при восприятии эксплуатационных нагрузок, позволяющий выполнять проектное обоснование толщин судовых пластин, и решать обратную задачу – определять по прогибам величины внешних нагрузок;

9) разработать методики расчёта прочности балочных конструкций корпусов судов на основе эффективных инженерных методов расчёта физически и геометрически нелинейных задач, связанных с пластическим деформированием элементов корпусных конструкций;

10) создать методику оценки рисков разрушения при упруго-пластическом деформировании и резервов прочности судовых бортовых перекрытий, подверженных действию интенсивных локально распределенных нагрузок, для обеспечения равнопрочности элементов бортовых перекрытий при проектировании судов;

11) разработать эффективные конструктивные решения по подкреплению элементов бортовых перекрытий судов, уменьшающие риск их разрушения.

Научная новизна диссертационной работы заключается в разработке подходов, методов и алгоритмов для расчёта прочности элементов корпусных конструкций в экстремальных условиях эксплуатации и обоснования эффективности применяемых схем подкрепления и модернизации, а также конструктивных решений, направленных на повышение безопасности мореплавания. В частности, автором предложены:

1) новая модель взаимодействия судна с внешней средой, связанная с захватом волной носовой оконечности судна, объясняющая гибель судов в штормовых условиях, а также не имеющие аналогов в мировой практике конструктивные мероприятия для обеспечения безопасности мореплавания;

2) научное обоснование выбора профиля седловатости палубы при проектировании судов из условия ограничения гидродинамических давлений на носовую оконечность;

3) новые принципы нормирования общей прочности корпусов морских судов;

4) математические модели оценки риска посадки судов на мель в условиях переменной глубины акватории и риска столкновения судов, а также конструктивные решения, снижающие ущерб от таких аварий;

5) математическая модель оценки риска встречи судов с аномальными волнами;

6) методы расчёта и оценки риска разрушения судовых пластин, работающих в составе перекрытий в упруго-пластической стадии, подверженных действию контактных нагрузок с падающей интенсивностью, переменной в процессе нагружения;

7) алгоритмы оценки и прогнозирования стрелок прогиба и рисков разрушения пластинчатых элементов судовых корпусов при их случайном эксплуатационном нагружении;

8) методы расчёта нелинейного упруго-пластического деформирования локально загруженной балки, лежащей на нелинейном упруго-пластическом основании с переменными характеристиками жёсткости, с учетом действия продольных усилий и большой физической и геометрической нелинейности;

9) методы расчёта бортовых перекрытий с учетом взаимодействия их конструктивных элементов в упруго-пластической стадии и оценки риска их разрушения при действии интенсивных локально распределенных нагрузок, включая область запредельного состояния, на основании оценки распорных характеристик балочных конструкций судовых перекрытий (шпангоутов и стрингеров);

10) научное обоснование схем модернизации, повышающих надёжность работы и снижающих риск разрушения корпусных конструкций, а также установки для осуществления экспериментальных исследований.

Теоретическая значимость работы обусловлена разработкой научно обоснованных рекомендаций по расчёту прочности и проектированию конструкций корпусов судов для обеспечения их прочности и надёжности в экстремальных ситуациях в процессе эксплуатации с использованием новых методик расчёта прочности, учитывающих особенности нелинейного

деформирования судовых корпусных конструкций и взаимодействия судна с внешней средой.

Практическая значимость состоит в разработке и внедрении методов и методик проектирования для снижения повреждаемости и повышения безопасности мореплавания с применением новых конструктивных решений, в том числе:

- методики выбора профиля седловатости палубы и схем модернизации конструкций носовой оконечности судов, способствующих повышению безопасности мореплавания в штормовых условиях при возникновении опасности захвата волной носовой оконечности (патенты №2582328, №2595094, №2617866, №2621407, №2667025, №2672225, №2672227, №2682385, №2685369, №2689094, №2690642);

- конструктивных решений отдельных узлов и конструкций, снижающих последствия навигационных аварий (патенты №2463198, №2518695, №2527619, №2652502, №2677950, №2690658, №2693725, №2694705);

- новых схем подкрепления и снижения риска разрушения перекрытий и их составных элементов, испытывающих действие локально распределенных нагрузок высокой интенсивности (патенты №2382714, №2463197, №2472665, №2472666, №2486096, №2507103, №2621405, №2672147, №2690784, №2716890);

- методов и методик расчёта, позволяющих оценивать и прогнозировать техническое состояние корпуса судна с износами и повреждениями при ремонте и модернизации, а также осуществлять мониторинг процесса изменения технического состояния судовых корпусных конструкций в процессе эксплуатации (патент №2689048);

- установок для испытания моделей судов и экспериментального изучения работы конструкций корпуса и их составных элементов (патенты №2533999, №2645430, №2667434, №2688611) в научных исследованиях;

- методики проектирования локально загруженных бортовых перекрытий с равнопрочными размерами связей и выбора жёсткости промежуточного шпангоута при действии локально распределенных эксплуатационных нагрузок;

- информационного обеспечения учебного процесса, направленного на подготовку будущих специалистов в области кораблестроения и океанотехники;
- учебника для реализации основной профессиональной образовательной программы высшего образования по укрупненной группе специальностей и направлений подготовки «Техника и технологии кораблестроения и водного транспорта» и учебного пособия для подготовки специалистов по направлению «Кораблестроение и океанотехника».

Внедрение результатов диссертационного исследования.

Результаты работы внедрены и используются в практической деятельности Балтийской военно-морской базы при оценке технического состояния и ремонте корпусов кораблей и судов Балтийского флота, а также на судоремонтных предприятиях региона. Внедрение результатов работы дало экономический эффект 2230 тыс. рублей ежегодно.

Ряд научных результатов внедрён в практику научной работы НИИ кораблестроения и вооружения ВМФ ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» имени адмирала Н.Г. Кузнецова.

Теоретические результаты работы и практические рекомендации по расчету прочности и совершенствованию корпусных конструкций использованы в учебнике «Эксплуатационная прочность судов», учебном пособии «Эксплуатационная прочность корпусов промысловых судов», при чтении автором курсов «Теория и устройство судна», «Технология технического обслуживания и ремонта судов», включённых в учебный план для специальности 26.05.06 – «Эксплуатация судовых энергетических установок» БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», при чтении курса «Эксплуатационная прочность корпусов промысловых судов» для бакалавров по направлению подготовки 26.03.02 – «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» ФГБОУ ВО «КГТУ», при чтении курса «Теория, устройство и живучесть корабля» в филиале ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» имени адмирала Н.Г. Кузнецова (г. Калининград) и в учебном процессе на кафедре «Общевойскакой подготовки» БГТУ им. Д.Ф. Устинова «ВОЕНМЕХ».

Методология и методы исследования. Для решения поставленных задач в работе использованы методы строительной механики корабля, теории корабля, теории подобия, математического моделирования, методы вычислительной математики, теория вероятностей и математическая статистика, физическое моделирование, а также методы прикладного программирования и др.

При разработке схем подкрепления судовых корпусных конструкций и расчете их элементов использован теоретический аппарат соответствующих базовых дисциплин. Для оценки напряжённо-деформированного состояния корпусных конструкций и их составных элементов применены методы строительной механики корабля, упруго-пластический анализ поведения конструкций, теория предельного равновесия, математическое и физическое моделирование, теория прерывистых связей и пр.

Положения, выносимые на защиту:

1) рекомендации по обеспечению безопасности мореплавания на основе математической модели взаимодействия судна с внешней средой в условиях захвата волной его носовой оконечности, включающие комплекс конструктивных решений, направленных на предотвращение этого явления (патенты №2582328, №2595094, №2617866, №2621407, №2667025, №2672225, №2672227, №2682385, №2685369, №2689094, №2690642);

2) методика оценки риска разрушения судовых пластин при действии многократных интенсивных локально распределенных нагрузок, основанная на анализе их деформирования под действием контактных эксплуатационных нагрузок с падающей и переменной в процессе нагружения интенсивностью, а также алгоритме прогнозирования их прогибов;

3) методика учёта большой физической и геометрической нелинейности при деформировании элементов стержневых систем;

4) методика оценки риска разрушения балок и бортовых перекрытий судовых корпусов и методика расчета их упруго-пластического деформирования с учетом особенностей взаимодействия составных элементов бортовых перекрытий, в том числе в запредельном состоянии;

5) комплекс новых конструктивных решений, снижающих риск разрушения бортовых конструкций, на основе повышения их несущей способности путем подкрепления (патенты №2382714, №2463197, №2472665, №2472666, №2486096, №2507103, №2621405, №2672147, №2690784, №2716890);

б) рекомендации по модернизации корпуса, повышающие безопасность мореплавания путем ограничения последствий навигационных аварий, на основе проектирования элементов конструктивной защиты и математических моделей оценки вероятности столкновений и посадки судов на мель (патенты №2463198, №2518695, №2527619, №2652502, №2677950, №2690658, №2693725, №2694705), а также методика проектирования элементов конструктивной защиты.

Для проверки **достоверности** выдвинутых теоретических положений осуществлялось их сопоставление с результатами экспериментов на конструктивно-подобных моделях и полунатурных конструкциях, результатами испытаний моделей судов в опытовом бассейне, результатами расчёта с использованием численных методов решения нелинейных дифференциальных уравнений и МКЭ, а также опытом эксплуатации и данными статистики.

Апробация работы проводилась на следующих международных и всероссийских научно-технических конференциях: «Инновации в науке и образовании» г. Калининград (2006, 2007, 2009, 2011 гг.); «The Seventeenth International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2007» г. Вроцлав, Польша (2007 г.); конференция по строительной механике корабля памяти профессора П.Ф. Папковича г. Санкт-Петербург (2007, 2009, 2012, 2015 гг.); конференция по строительной механике корабля памяти академика Ю.А. Шиманского г. Санкт-Петербург (2008, 2011, 2013, 2016 гг.); «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве» г. Нижний Новгород (2009 г.); «Морская индустрия, транспорт и логистика в странах региона Балтийского моря: новые вызовы и ответы» г. Светлогорск (2011, 2012 гг.); «Инновации в науке, образовании и бизнесе» г. Калининград (2012, 2013, 2014 гг.); «Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna EXPLO-SHIP: Problemy eksploatacji obiektów pływających i urządzeń

portowuch» г. Свиноустье, Польша (2012 г.); «Балтийский морской форум» г. Светлогорск, г. Калининград (2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019 гг.); «XVIII Международная конференция по вычислительной механике и современным прикладным программам и системам (ВМСППС'2013)» г. Алушта (2013 г.); конференция по строительной механике корабля «Бубновские чтения» г. Санкт-Петербург (2014 г.); «11th International conference on marine navigation and safety of sea transportation TRANSSNAV-2015» г. Гдыня, Польша (2015 г.); конференция по строительной механике корабля, посвящённая памяти профессора В.А. Постного и 90-летию со дня его рождения г. Санкт-Петербург (2017 г.); V Международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы освоения биологических ресурсов Мирового океана» г. Владивосток (2018 г.); конференция по строительной механике корабля, посвящённая 125-летию основания «Крыловского государственного научного центра» г. Санкт-Петербург (2018 г.); конференция по строительной механике корабля, посвящённая памяти д.т.н., профессора О.М. Паляя г. Санкт-Петербург (2019 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 138 работ, в том числе 4 монографии (2 из них без соавторов), 34 патента РФ на изобретение, 21 из которых без соавторов, 4 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ. В изданиях из «Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук» опубликовано 38 работ, 17 из которых без соавторов, доля автора в остальных составляет от 40 до 75%.

Результаты диссертационного исследования получены в рамках выполнения комплекса госбюджетных научно-исследовательских работ:

– «Разработка эффективных конструктивных мероприятий по повышению несущей способности элементов бортовых перекрытий» (Рег. № 01201464624, 2014 г.);

– «Разработка конструктивных мероприятий, снижающих последствия столкновений судов» (Рег. № 115052010029, 2015 г.);

– «Разработка конструктивных мероприятий, повышающих безопасность судов при захвате волной носовой оконечности» (Рег. № АААА-А16-116040610045-8, 2016 г.);

– «Экспериментальное исследование остойчивости при захвате волной носовой оконечности судна» (Рег. № АААА-А17-117041810026-1, 2017 г.);

– «Исследование сценариев гибели судов вследствие потери остойчивости в условиях развитого волнения» (Рег. № АААА-А18-118040590116-0, 2018 г.);

– «Исследование мореходности судна с изменяемой геометрией носовой оконечности в условиях захвата ее волной» (Рег. № АААА-А19-119110690080-2, 2019 г.).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, шести глав, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы и шести приложений. Общий объем работы 495 страниц, из которых 66 страниц приложений с 24 иллюстрациями, основная часть включает 10 таблиц и 168 иллюстраций. Список литературы состоит из 370 наименований.

ГЛАВА 1

ПРОБЛЕМА ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОРПУСОВ СУДОВ ФРП В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Районы рыбного промысла расположены нередко в таких частях Мирового океана, которые отличаются неблагоприятными для мореплавания гидрометеорологическими характеристиками, высокой повторяемостью штормовых ветров, крупными волнами, низкими температурами воздуха и воды, создающими условия для обледенения.

Промысловые суда обладают рядом конструктивных особенностей и спецификой эксплуатационной деятельности, которая проявляется, в частности, при экспедиционной схеме лова и выражается в частом проведении швартовых операций в открытом море. Поскольку в состав промысловых экспедиций входят не только добывающие суда, но и плавбазы, транспортные рефрижераторы, а для снабжения используется танкерный флот [153], то решение проблемы повышения безопасности эксплуатации судов ФРП сопряжено с рассмотрением судов различных назначений и архитектурно-конструктивных типов.

В процессе эксплуатации судов возникает ряд экстремальных ситуаций, приводящих к потере судов: посадки на мель, столкновения, пожары, повреждения корпуса, аварии двигателей, штормы и другие. Все они ведут не только к утрате судов, грузов, но и к гибели людей, серьезному загрязнению окружающей среды. Для снижения последствий аварий необходима разработка математических моделей оценки вероятности их возникновения, а также конструктивных решений, направленных на обеспечение безопасности эксплуатации судов.

Наряду с упомянутыми выше ситуациями к гибели судов нередко приводит и интенсивное обледенение, одним из путей борьбы с которым является вход судна в ледовое поле, что связано с риском разрушения корпусных конструкций [219]. Несмотря на ограничения по погоде для эксплуатации судов, а также наличие долгосрочных и краткосрочных прогнозов погоды, указанные ограничения не всегда соблюдаются, что обусловлено, в частности, проявлениями

так называемого «промыслового азарта» [10].

Следует заметить, что значительные повреждения корпусных конструкций судов не всегда являются следствием экстремальных условий эксплуатации, а зачастую вызваны действием интенсивных локально распределенных нагрузок (ледовых, усилий со стороны кранцев), действующих на корпус судна в ходе его нормальной эксплуатации. Для обеспечения надежности корпусных конструкций с эксплуатационными дефектами широко применяются различные схемы подкрепления. Для обоснования эффективности традиционных конструктивных решений и разработки новых требуется совершенствование методов оценки резервов упруго-пластического деформирования элементов судового корпуса.

1.1 Аварийность судов флота рыбной промышленности

Тяжелые условия эксплуатации судов ФРП обусловлены различными причинами.

На рисунке 1.1 представлено распределение причин гибели судов ФРП в 2000–2005 гг. по данным Международной морской организации (ИМО) [327] для ряда стран, входящих в нее. Видно, что основной причиной гибели судов является затопление, вызванное, в том числе, разрушением корпусных конструкций. Также ИМО отмечается, что значительная часть аварий с судами ФРП произошла при неблагоприятных погодных условиях.

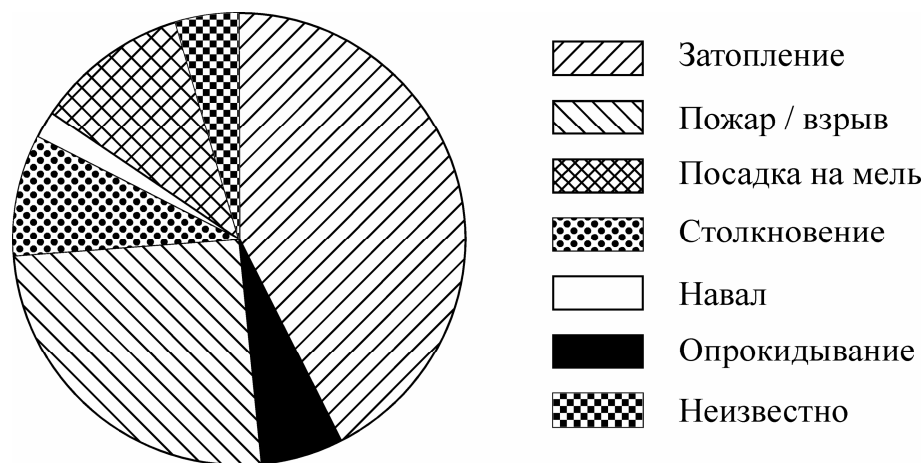


Рисунок 1.1 – Причины гибели судов ФРП в 2000–2005 годах по данным ИМО

Аварии с судами ФРП России также не являются редкостью, причём в некоторых случаях они сопровождаются гибелью значительного числа людей. Так, при кораблекрушении БАТМ «Дальний Восток» в Охотском море 02.04.2015 г. погибло 69 членов экипажа. Основными причинами аварийности судов ФРП России по данным [301] является человеческий фактор (нарушения действующих нормативных документов, общепринятых приёмов и способов управления судном, а также неправильное использование орудий лова), неблагоприятные погодные условия, некачественный ремонт и изношенность судов, а также их конструктивные недостатки. Те же причины аварийности рыбопромыслового флота рассматриваются в качестве основных и Федеральным агентством по рыболовству Российской Федерации [9].

Высокая аварийность судов ФРП характерна не только для нашей страны, но и для ряда стран дальнего зарубежья, в частности для стран Евросоюза и США. Так, по данным [332] рыболовный флот США терял ежегодно в среднем 250 судов, а потому промышленное рыболовство считается там одним из наиболее опасных видов деятельности [332]. Конгрессом США был ужесточён ряд требований законодательства, направленных на повышение безопасности деятельности ФРП, а национальной академии наук было поручено провести комплексные исследования по данной проблеме [332].

Как видно из рисунка 1.2, человеческий фактор играет роль примерно в 45 процентах случаев гибели судов, сходная картина наблюдается и при рассмотрении всех происшествий с судами ФРП, не приведших к их гибели [332]. Одной из существенных причин гибели судов являются воздействия со стороны внешней среды (неблагоприятные погодные условия).

Следует заметить, что роль человеческого фактора неодинакова в зависимости от вида происшествий с судами (рисунок 1.3). Так, по данным [332], человеческий фактор был основной причиной посадок на мель и столкновений судов ФРП.

В [317] представлены данные по судам, в том числе и рыболовным. Статистические данные были собраны согласно директиве ЕС 2009/18/ЕС и

относятся к происшествиям в территориальных водах стран ЕС, с судами под флагом стран ЕС, а также к тем случаям, где затронуты интересы указанных стран.

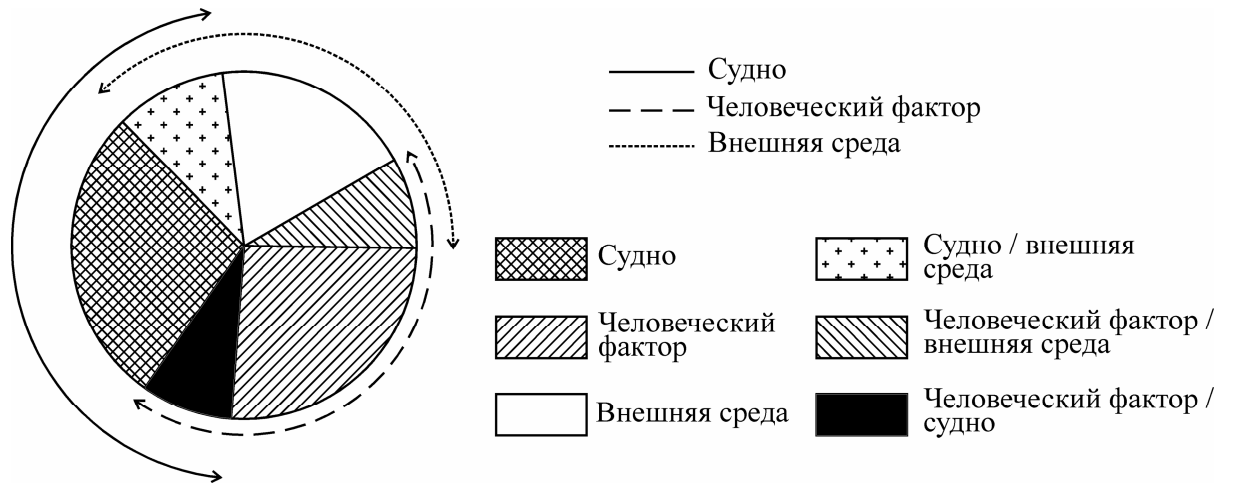


Рисунок 1.2 – Взаимосвязь между различными причинами гибели судов флота рыбной промышленности США

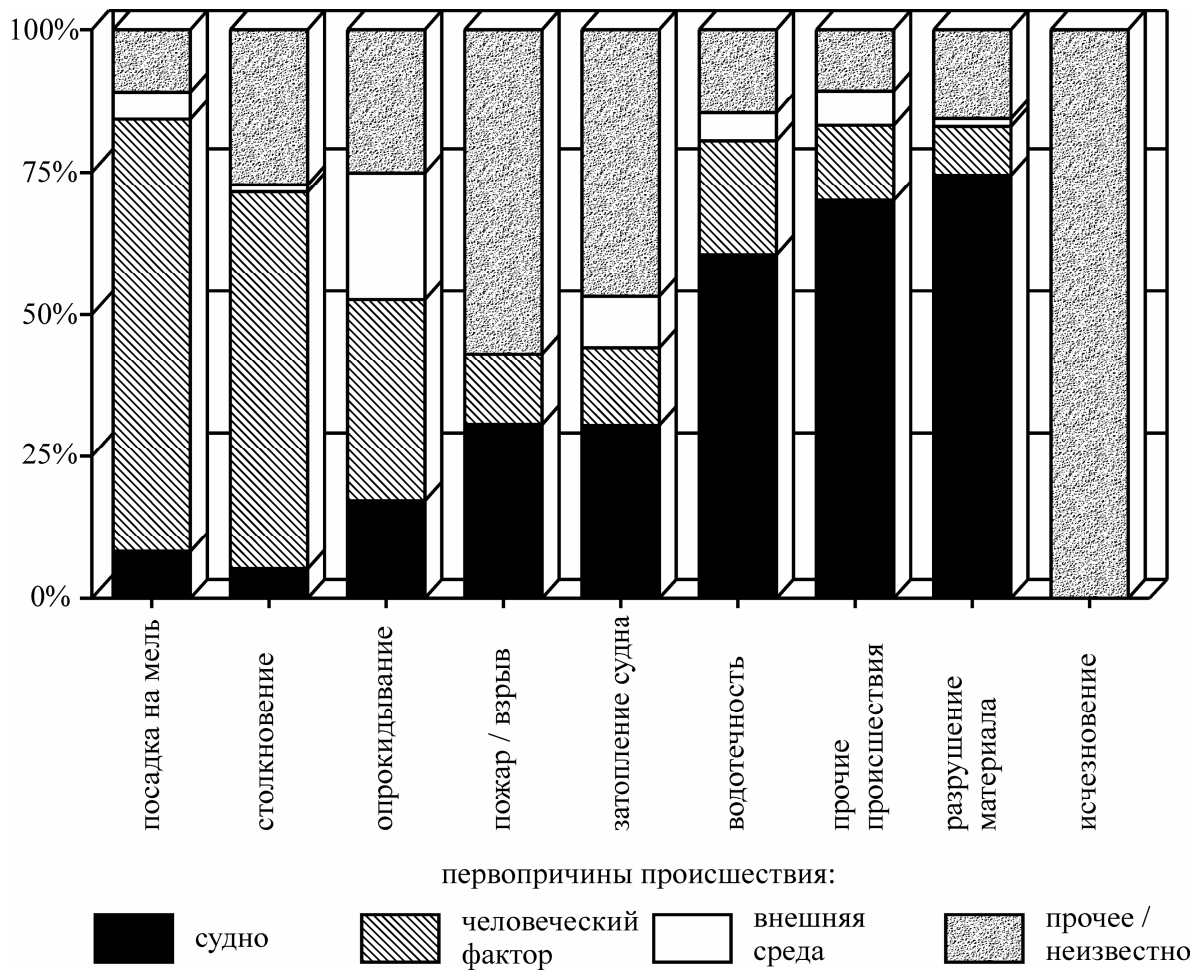


Рисунок 1.3 – Первопричины различных аварийных ситуаций с судами флота рыбной промышленности США

Как следует из рисунка 1.4, где представлено распределение аварийных случаев с промысловыми судами по району их возникновения [317], большая часть происшествий связана с ведением промысла. Это объясняется спецификой использования судов промыслового флота, проводящих значительную часть эксплуатационного времени в море при выполнении производственных операций, где они подвержены воздействию неблагоприятных погодных условий.

На рисунке 1.5 приведены причины возникновения происшествий с промысловыми судами стран ЕС за период с 2011 по 2016 гг. Наиболее частой из них был человеческий фактор, причем здесь его влияние более существенно, чем по данным [332].

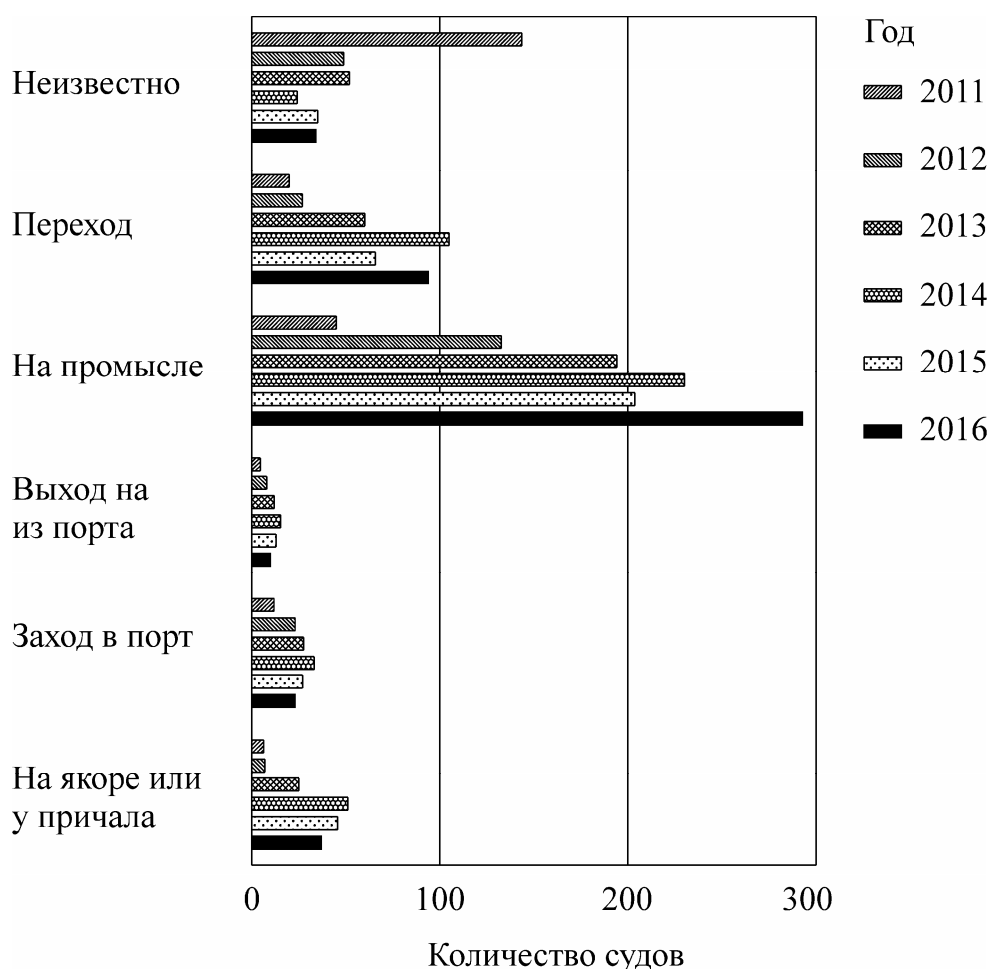


Рисунок 1.4 – Распределение происшествий с судами ФРП стран ЕС по месту их возникновения

Аналогичная ситуация характерна и для судов других назначений. Данные статистики свидетельствуют о том, что эксплуатация судов мирового сопряжена с

возникновением аварий, связанных с гибелью судов. Полная потеря судов мирового флота с тоннажем более 500 регистровых тонн по годам в процентах от мирового флота представлена на рисунке 1.6 [334]. Рисунок показывает, что общая тенденция гибели судов несколько снижается, однако если учесть, что и число судов мирового флота ежегодно возрастает, то в абсолютных единицах число погибших судов по годам достаточно высоко.

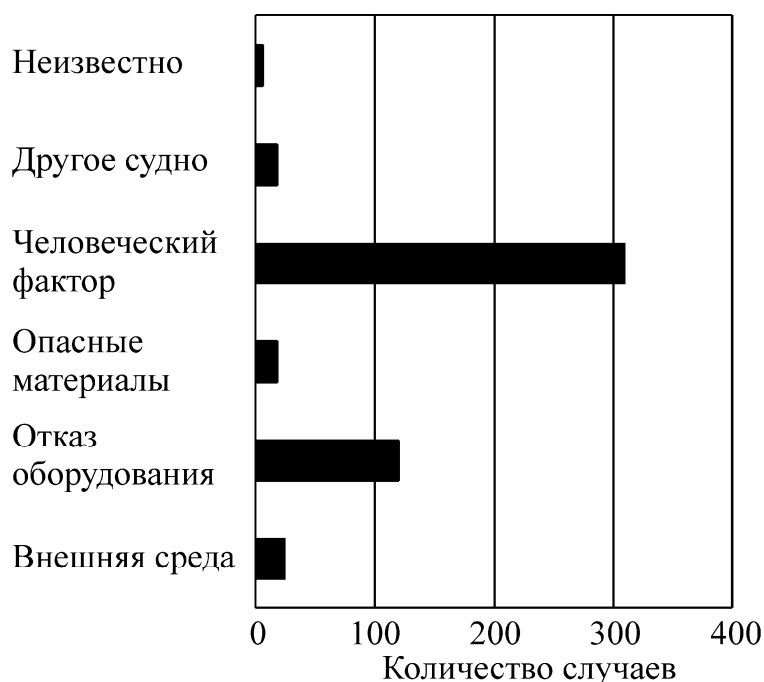


Рисунок 1.5 – Первопричины происшествий с судами ФРП стран ЕС в 2011–2016 годах

Основные причины потери судов мирового флота представлены на рисунке 1.7, из которого следует, что, несмотря на постоянное совершенствование навигационного оборудования, потери судов из-за навигационных ошибок (столкновения, посадки на мель) составляют в сумме почти 40% от их общего числа [334]. Как и в случае ФРП, одной из основных причин гибели судов мирового флота являются неблагоприятные погодные условия. При этом аварии на промысловом флоте возникают чаще, чем на судах других ведомств, что связано со спецификой эксплуатации промыслового флота: проведением швартовых операций в открытом море, заходом в битый лед, обледенением, работой с тралом и т.д.

Сильное влияние погодных условий на безопасность мореплавания можно объяснить отчасти тем, что прогнозы погоды не всегда даются с достаточной точностью [176]. Одной из причин этого является недостаточное развитие сети гидрометеорологических станций, особенно в северных широтах, поэтому Морской доктриной Российской Федерации [211] предусмотрено совершенствование навигационно-гидрографического и гидрометеорологического обеспечения мореплавания на акватории Северного морского пути, развитие и модернизация объектов гидрометеорологической наблюдательной сети на Арктическом региональном направлении. В той же доктрине в части обеспечения реализации национальной морской политики предусмотрено поддержание и развитие систем и средств навигационно-гидрографического и гидрометеорологического обеспечения.

Огромный материальный ущерб принесла гибель танкеров «Торри Каньон», «Амоко Кадис», «Атлантик Эмпресс», «Экссон Валдис», «Браер», «Находка» и многих других, сопровождавшаяся к тому же существенным загрязнением окружающей среды. Наряду с материальными потерями аварии на море часто сопровождаются гибелью людей. Катастрофы лайнеров «Титаник», «Андреа Дориа», «Коста Конкордия», парохода «Адмирал Нахимов», паромов «Ян Хевелиуш», «Эстония», «Севоль», траулеров «Севск», «Себеж», «Нахичевань», «Бокситогорск», «Карага», «Кафор», «Дальний восток» и многих других свидетельствуют о том, что мореплавание является зоной повышенного риска для человека.

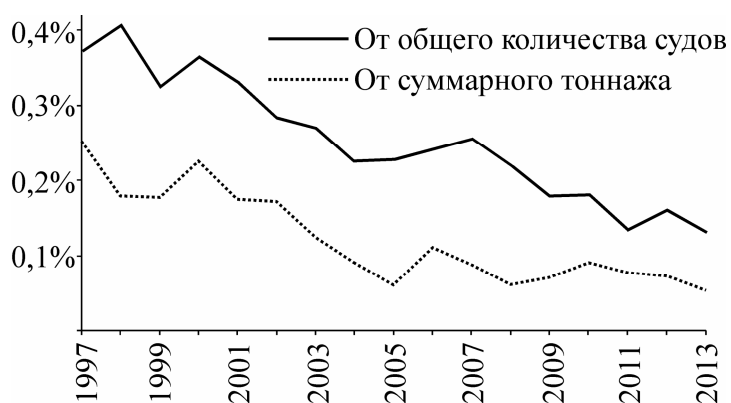


Рисунок 1.6 – Полная потеря судов мирового флота с тоннажем более 500 регистровых тонн по годам в процентах от мирового флота

Вот некоторые примеры типичных аварий судов мирового флота.

Направлявшийся в английский порт Милфорд Хэйвен танкер «Torrey Canyon», имея на борту 120 тысяч тонн нефти, 18 марта 1967 года сел на скалу у островов Силли и получил пробоину [319]. При попытках снять танкер со скалы он разломился, что привело к выбросу еще большего количества нефти. Для воспламенения нефтяного пятна были проведены бомбардировки остатков судна, однако существенного улучшения ситуации добиться не удалось. Большое количество вытекшей нефти привело к экологической катастрофе, заключавшейся в загрязнении побережья и массовой гибели птиц.

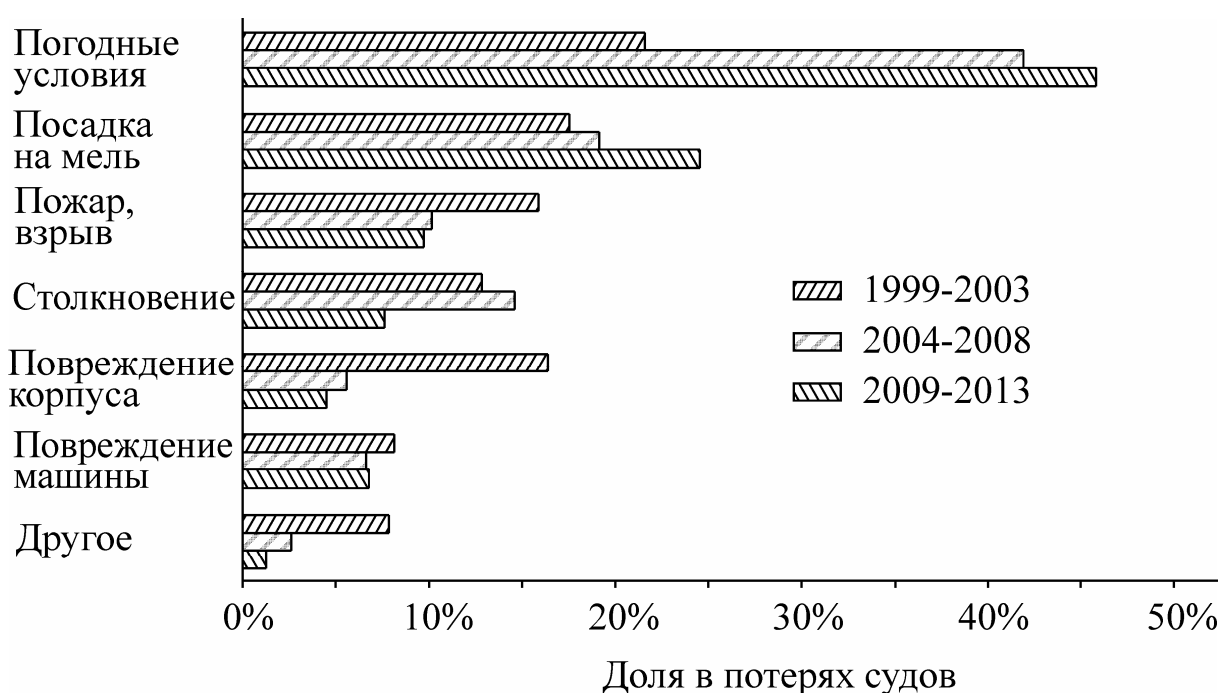


Рисунок 1.7 – Основные причины потери судов мирового флота

Танкер «Sea Empress», перевозивший около 130 тысяч тонн сырой нефти, 15 февраля 1996 года сел на мель в районе входа в порт Милфорд Хэйвен, в результате чего в море попало 2,5 тысячи тонн нефти [359]. Вследствие приливных явлений танкер снялся с мели, и четыре буксира удерживали его у входа в порт, так как предполагалось выполнить перегрузку нефти на другие суда, но произошло ухудшение погодных условий. Была начата буксировка танкера, однако 17 февраля он вновь сел на мель, при этом порвались буксирные тросы и произошло затопление машинного отделения. Экипаж был эвакуирован с танкера

18 февраля, а шторм усилился до 9 баллов, и судно прочно село на скалы. Все дальнейшие попытки снять судно с мели успехом не увенчались. Утечка груза продолжалась, и к 20 февраля в море попало порядка 50 тысяч тонн нефти, что привело к экологической катастрофе. Наконец, 21 февраля при помощи двенадцати буксиров судно удалось отвести в порт, где была проведена откачка оставшегося на борту груза. В результате данной аварии в море попало около 72 тысяч тонн нефти.

Танкер «Находка» Приморского морского пароходства, перевозивший около 17 тысяч тонн дизельного топлива из КНР на Дальний Восток, 2 января 1997 года в Японском море разломился на две части во время шторма. Авария произошла в 80-ти милях от побережья японской префектуры Шимане [366]. Кормовая часть танкера затонула на глубине двух с половиной километров, а носовую часть, составляющую примерно треть длины судна, вынесло на побережье префектуры Фукуи. Попадание в море около 5 тысяч тонн груза вызвало одну из крупнейших экологических катастроф в истории Японии. В результате аварии произошло загрязнение традиционных мест промысла морепродуктов, пострадали также морские птицы, занесенные в Красную книгу. Анализом причин гибели танкера «Находка» занимался ряд специалистов в нашей стране и за рубежом, однако единой общепринятой версии гибели судна до настоящего времени не существует. В настоящей работе на основании анализа аварии танкера «Находка» выявлен ряд особенностей гидродинамического взаимодействия судна с внешней средой на встречном волнении, приводящих к захвату волной носовой оконечности и гибели судов.

26 января 1955 г. в результате тяжёлого обледенения погибли два английских траулера [219]. Опрокидывание произошло в условиях обледенения и шторма силой до 11 баллов при высоте волн 12 м. Описаны и другие случаи гибели траулеров во время шторма по причине потери остойчивости от накатывания волн на палубу [10].

СРТ-4105 затонул в условиях шторма 26 февраля 1956 года из-за заливания палубы, сопровождавшегося ударами волн [10], что усугублялось малой высотой

надводного борта, составлявшей 0,20-0,25 м. В тяжёлых гидрометеорологических условиях, сопровождающихся интенсивным обледенением, в январе 1965 года погибли сразу четыре судна сельдяной экспедиции: СРТ «Бокситогорск», «Севск», «Себеж» и «Нахичевань». Из четырех экипажей судов спасти удалось только одного человека с СРТ «Бокситогорск» [169]. Обледенение стало причиной гибели траулера «Блю Мист II» у берегов Канады в феврале 1966 г. По причине обледенения в 1957-1961 гг. погибли 44 японских рыболовных судна [154].

Одной из причин возникновения критической обстановки с обледенением промысловых судов является недооценка создавшейся синоптической обстановки синоптиками и, частично, судоводителями, как отмечено в [154].

БМРТ «Капитан Болсуновский» потерпел крушение 26 мая 2012 года в Беринговом море. Судно вело промысел в районе со сложной ледовой обстановкой. На его корпус оказывал воздействие мелкобитый и крупнобитый лёд, судно получило пробоину и затонуло. Весь экипаж, который насчитывал 91 человек, был спасен находившимся рядом траулером «Дерсу Узала».

К наиболее тяжёлым авариям относится столкновение парохода «Адмирал Нахимов» с теплоходом «Петр Васев» 31 августа 1986 года в Цемесской бухте вблизи Новороссийска [166, 299]. На борту парохода, следовавшего из Новороссийска в Сочи, были 916 пассажиров и 346 членов экипажа, а пересекающимся курсом двигался теплоход «Петр Васев», перевозивший ячмень. В ходе столкновения «Адмирал Нахимов» получил пробоину в районе 90-110 шпангоутов правого борта в результате удара верхней части форштевня и бульба ниже ватерлинии в машинное и дизель-генераторное отделения. Из-за воздействия бульба в бортовом перекрытии образовалась пробоина площадью 80-90 м², что привело к быстрому затоплению указанных отсеков. Судно резко накренилось на поврежденный борт и стало тонуть. Через 7-8 минут крен парохода «Адмирал Нахимов» достиг 60° при наличии некоторого дифферента на корму, и судно затонуло на глубине 47 м, при этом погибли 423 человека. Анализ показал, что главную роль в данной трагедии сыграла конструкция носовой

оконечности теплохода «Петр Васев», содержащая жесткий носовой бульб, который практически не претерпел деформаций в ходе столкновения. Данное обстоятельство подтверждает недостаток конструктивных решений при проектировании носовых бульбов и свидетельствует о необходимости совершенствования конструктивного оформления носовой оконечности судов для повышения безопасности мореплавания.

Другим примером навигационной аварии может служить произошедшее 25 ноября 1975 года [205] в проливе Ла-Манш столкновение большого автономного траулера (БАТ) «Горизонт» и марокканского теплохода «Ифни». При волнении 3-4 балла и хорошей видимости БАТ «Горизонт» вёл промысел на выходе из Северного моря в пролив Ла-Манш, при этом на судне имелись все положенные огни. Однако в 16 ч. 50 мин. теплоход «Ифни» (Марокко), который шёл с траулером параллельным курсом, развернулся почти на 90° и на скорости около 20 узлов врезался в левый борт БАТ «Горизонт», несмотря на предупредительные сигналы его экипажа. Удар произошел под углом $40-45^\circ$ к диаметральной плоскости и привел к значительному объему повреждений корпусных конструкций тараненного судна, а также затоплению ряда помещений, в том числе в районе машинного отделения. Судно накренилось на левый борт на величину порядка 20° и приобрело значительный дифферент на корму, при этом ситуация продолжала ухудшаться. Была проведена эвакуация членов экипажа, а судно продолжало погружаться, и его корма коснулась дна на глубине порядка 52 м, причем над водой выступала носовая оконечность, полное погружение которой произошло почти через 6 суток после аварии.

Изучение этих и множества других аварийных ситуаций позволило сформулировать цели и задачи исследования эксплуатационной прочности судов, предложить математические модели возникновения аварийных ситуаций и конструктивные решения, снижающие их последствия.

1.2 Эксплуатационные повреждения корпусных конструкций судов

Бортовые перекрытия судов являются самыми повреждаемыми конструкциями, т.к. помимо деформаций от общего изгиба они должны воспринимать нагрузки местного характера: гидростатические, волновые и интенсивные локально распределённые нагрузки (таблица 1.1) [206]. Статистические данные по повреждениям бортовых конструкций показывают, что наибольшее их число вызвано именно интенсивными локально распределёнными нагрузками, поэтому снижение объёмов повреждений и повышение надёжности бортовых конструкций не возможно без анализа их поведения при восприятии интенсивных локальных нагрузок. Исследованию проблемы повреждаемости судовых корпусных конструкций посвящен ряд работ [21, 22, 26, 35, 48, 58, 63, 158, 161, 179, 203, 206, 281, 293, 300, 310].

Так, к ряду серьёзных повреждений приводит обычная производственная операция в открытом море – швартовка на волнении (таблица 1.1) [206]. Эти повреждения имеют вид развитой гофрировки и концентрируются, в основном, в районах расположения штатной кранцевой защиты корпусов судов. Наблюдаются также и повреждения набора бортовых перекрытий при образовании крутых вмятин из-за соударения корпусов минуя амортизационную кранцевую защиту. Жёсткие навалы приводят также к повреждениям ширстречных узлов корпусов судов, конструкций фальшбортов.

Долговременная эксплуатация судов, сопровождающаяся швартовками в открытом море, приводит к расширению зоны повреждений, вызываемых амортизационной защитой, и к росту параметров эксплуатационных дефектов. Сведения об объемах повреждений корпусов судов флота рыбной промышленности [206] представлены в таблице 1.1.

В таблице за n_{cp} обозначено среднее число повреждений данного вида на одно судно, за S_{cp} средняя площадь повреждений данного вида на одно судно. На рисунке 1.8 представлены функции распределения ходового времени до появления устранявшегося повреждения корпусных конструкций для судов флота

рыбной промышленности по данным [203], для различных типов судов эти функции существенно различаются.

Таблица 1.1 – Повреждения корпусных конструкций судов различных типов

Тип судна	Водоизмещение, т	Число обследованных судов	Вмятины		Бухтины		Гофрировка	
			$n_{\text{ср}}$	$S_{\text{ср, м}^2}$	$n_{\text{ср}}$	$S_{\text{ср, м}^2}$	$n_{\text{ср}}$	$S_{\text{ср, м}^2}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Большой морозильный рыболовный траулер	3800	31	16	14,1	5	1,8	20	16,4
	3497	13	10	7,6	-	-	11	13,8
	3615	6	9	7,1	-	-	3	2,0
	6470	7	5	2,7	11	4,0	-	-
Рыболовный траулер-морозильщик	3362	60	18	14,3	11	4,0	8	6,7
	3019	36	10	11,7	7	2,4	10	6,9
Рыболовный траулер-морозильщик супер	5299	14	15	16,4	-	-	-	-
Средний рефрижераторный траулер	1137	4	-	-	-	-	51	36,6
Средний рыболовный траулер-морозильщик	1136	7	10	16,5	-	-	66	45,8
Средний рыболовный траулер рефрижераторный	737	7	-	-	-	-	29	19,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Транспортный рефрижератор	15500	18	17	34,0	-	-	-	-
	16408	17	4	2,2	-	-	12	21,6
	8100	2	12	6,1	-	-	-	-
	9120	9	5	3,9	48	6,1	26	38,2
	9800	5	3	2,0	-	-	-	-
	11200	4	3	3,8	23	3,4	37	42,5
Производственный рефрижератор	2325	4	19	27,6	24	5,8	83	91,9

Другой причиной повреждений корпусов промысловых судов является воздействие ледовых нагрузок. Результатом такого воздействия является развитие гофрировки и вмятин, концентрирующихся в районе переменной ватерлинии, причем экстремальные стрелки прогиба концентрируются, в основном, в носовой и кормовой оконечностях судов. Районы повреждений бортов для БМРТ типа «Маяковский» иллюстрируются рисунками 1.9 и 1.10 [206]. На этих графиках по оси ординат отложена частота появления повреждений данного вида в пределах заданного участка борта.

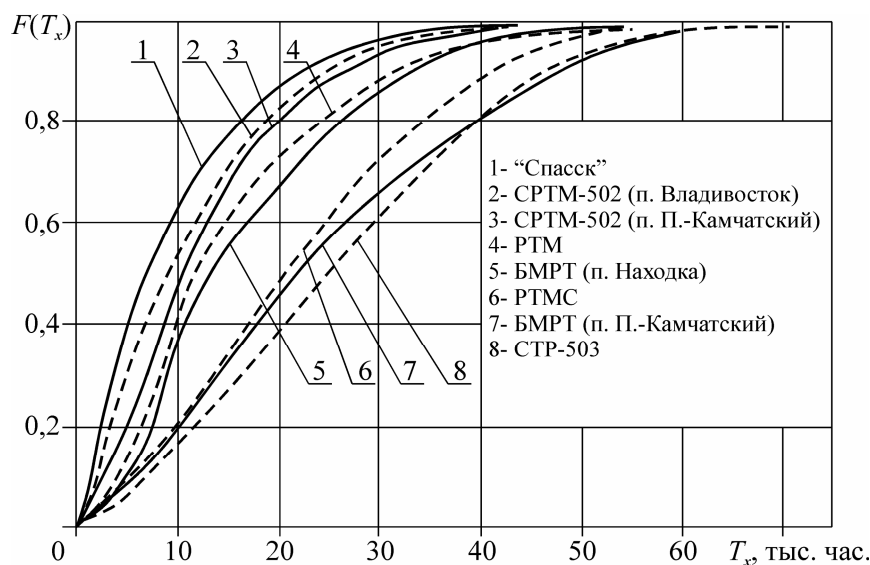


Рисунок 1.8 – Ходовое время до появления устранявшегося повреждения корпусных конструкций

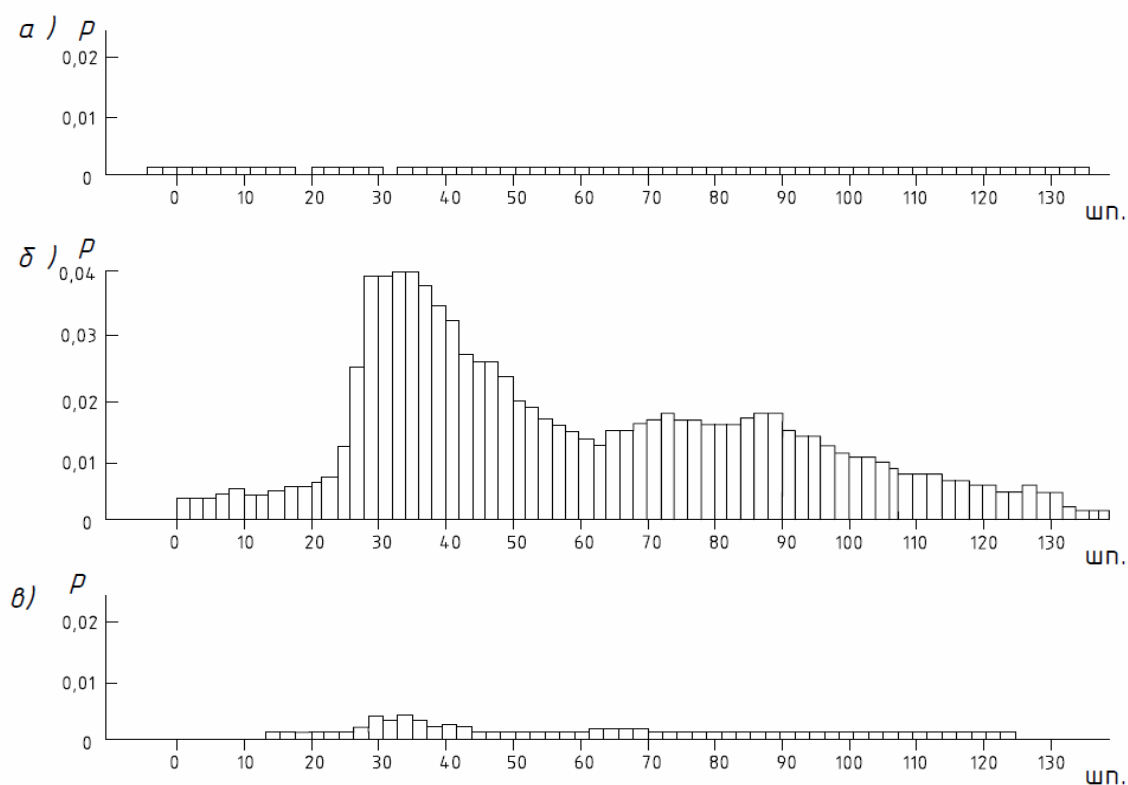


Рисунок 1.9 – Районы гофрировки в бортовой обшивке БМРТ типа «Маяковский»: а) – район выше переменной ватерлинии; б) – район переменной ватерлинии; в) – район ниже переменной ватерлинии

В отдельных случаях величина ледовых нагрузок может достигать столь значительных величин, что происходит повреждение основных несущих связей бортовых конструкций, а иногда и исчерпание несущей способности перекрытий в целом, что приводит к серьезным последствиям, связанным с выводом судов из эксплуатации и постановкой их на внеплановый ремонт. На головных судах могут наблюдаться серьезные повреждения корпусных конструкций, связанные с проблемой неверного определения внешних нагрузок на стадии проектирования.

На транспортных судах отмечаются повреждения днищевых перекрытий в носовой оконечности, связанные с явлением слеминга [206]. При этом, главным образом, повреждаются пластины днищевой обшивки в виде развитой гофрировки, вызванной воздействием гидродинамических нагрузок большой интенсивности. Отмечаются также повреждения отдельных связей днищевых конструкций в виде потери плоской формы изгиба.

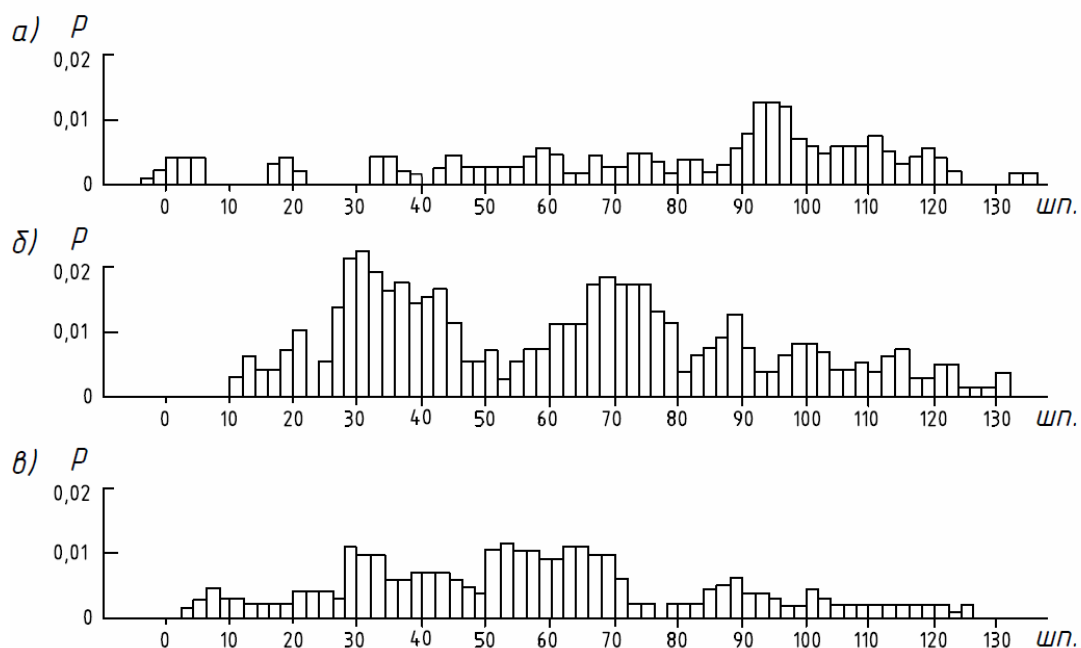


Рисунок 1.10 – Районы вмятин в бортовых конструкциях БМРТ типа «Маяковский»: а) – район выше переменной ватерлинии; б) – район переменной ватерлинии; в) – район ниже переменной ватерлинии

Таким образом, возникающие дефекты различаются по районам расположения, по охватываемой площади [206], конфигурации, стрелкам прогиба и т.д., поэтому и степень их влияния на прочностные параметры корпуса различна. Вмятины, как правило, расположены в тех же районах, что и гофрировка, хотя возникают гораздо реже, но степень их опасности достаточно велика, поскольку они связаны с исчерпанием несущей способности основных связей бортовых конструкций. Все эти эксплуатационные повреждения вызываются действием интенсивных локально распределённых нагрузок на корпус и возникают не только по причине износа, но и из-за недостаточной прочности отдельных районов корпуса.

Поэтому ликвидация эксплуатационных дефектов возможна на основе обеспечения прочности судовых конструкций при восприятии интенсивных локально распределённых нагрузок.

1.3 Конструктивные пути восстановления эксплуатационной прочности элементов корпусов судов

Способы ремонта существенно влияют на изменение ресурса конструкции, а также на скорость его исчерпания [22]. Поэтому при выборе способа ремонта необходимо руководствоваться не только экономическими расчётами, которые учитывают затраты средств и времени на выполнение ремонта, но и техническими показателями конструкции корпуса, ремонт которой выполнялся данным способом. Эти показатели характеризуются технической эффективностью ремонта, которая отражает степень восстановления надёжности корпуса, достигнутую при выполнении ремонта. Её показателем является время, в течение которого подвергнутый ремонту элемент может эксплуатироваться без проведения дополнительных мероприятий по его восстановлению или подкреплению. Показатель технической эффективности каждого из способов ремонта характеризуется определёнными зависимостями, при получении которых оценивают прочность конструкций корпуса с износами и повреждениями [22]. Данная оценка может быть выполнена с использованием методов строительной механики корабля, нормативных документов или путем проведения экспериментальных исследований. В зависимости от их назначения выделяют косметические, профилактические (осуществляемые вне завода) и восстановительные (реализуемые на заводе) способы ремонта [22]. Выбор оптимального способа ремонта должен осуществляться с учётом непосредственной стоимости проведения ремонтных работ, определяемой с использованием нормативных документов, времени простоя судна и технической эффективности способа ремонта.

Следует учитывать, что ремонт методом замены часто является не самым оптимальным решением, так как его выполнение сопряжено с большим объемом сопутствующих работ, что повышает стоимость проведения ремонта и увеличивает сроки простоя судов. При этом восстановить прочность и водонепроницаемость конструкций можно более простыми в реализации и менее

затратными способами. Некоторые из таких способов изложены в [22, 206], другие представлены в данной работе.

Многие из способов [22] являются традиционными, и их применение регламентируется соответствующими документами [269], другие применяются не так широко. Высокой эффективностью при малых затратах средств и времени обладают такие способы профилактического ремонта, способствующие повышению ресурса конструкции и снижению скорости его истощения, как ремонт с применением подкреплений в виде ребер жесткости, трёхслойных конструкций, листов-дублёров с наполнителем, стеклопластиков и др.

Наибольшей эффективности ремонта судна можно достичь в том случае, если для восстановления каждого из отказавших или близких к отказу элементов применяются оптимальные способы ремонта, которые выбираются исходя из анализа и ранжирования существующих способов ремонта на основании соответствующей критериальной функции.

Для предотвращения роста параметров прогрессирующих дефектов в виде остаточных деформаций (при действии слеминговых нагрузок, швартовке судов в открытом море, эксплуатации в битом льду и т. д.) наиболее эффективной является реализация мероприятий по подкреплению конструкций, что позволяет избежать необходимости ремонта при дальнейшей эксплуатации судна [22]. Следует учитывать, что бортовая обшивка не только участвует в общем продольном изгибе корпуса, но и подвергается воздействию различных эксплуатационных нагрузок, а также участвует в изгибе набора в качестве присоединённых поясков и играет роль некоторого упруго-пластического основания. При реализации подкреплений могут быть достигнуты следующие технические результаты:

- повышение несущей способности перекрытия в целом (установкой дополнительных стрингеров или промежуточных шпангоутов, рисунки 1.11 и 1.12);

- повышение несущей способности штатного набора бортовой

конструкции (рисунок 1.13);

– подкрепление набора для предотвращения завала стенок набора за счет установки струны (рисунок 1.14);

– повышение несущей способности пластин (промежуточные шпангоуты, создание опорных оснований и т.д.).

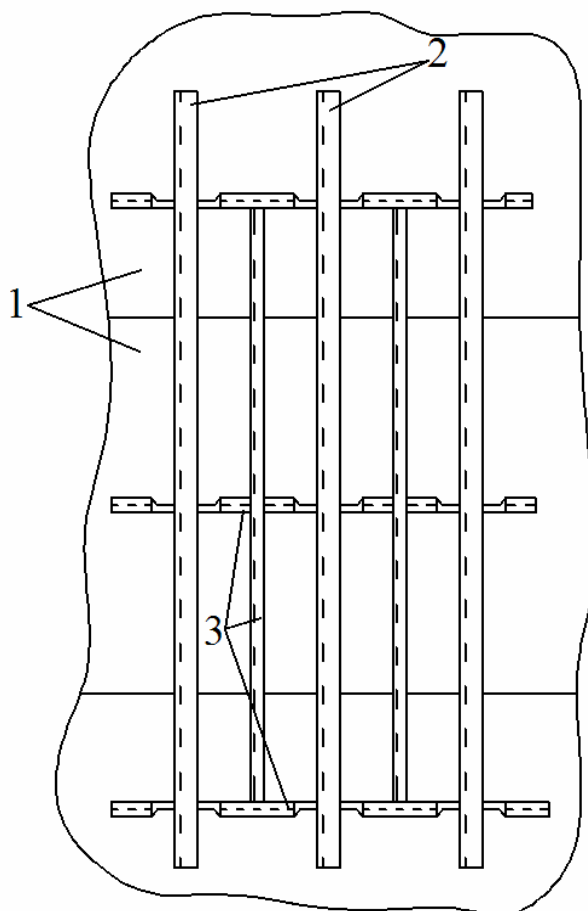


Рисунок 1.11 – Схема подкрепления изношенной бортовой обшивки (1– пояся обшивки; 2– основные ребра; 3– подкрепляющие ребра).

Схемы формирования некоторых упругих или упруго-пластических опорных оснований применительно к бортовым пластинам для повышения их несущей способности достаточно подробно описаны в [1, 104, 231] и главе 5 настоящей работы. Тем не менее, при наличии развитой гофрировки весьма эффективным является способ повышения несущей способности бортовых пластин путем установки промежуточных шпангоутов, так как в этом случае прогибы пластин уменьшаются почти в четыре раза, поскольку прогибы пластин пропорциональны квадрату шпации.

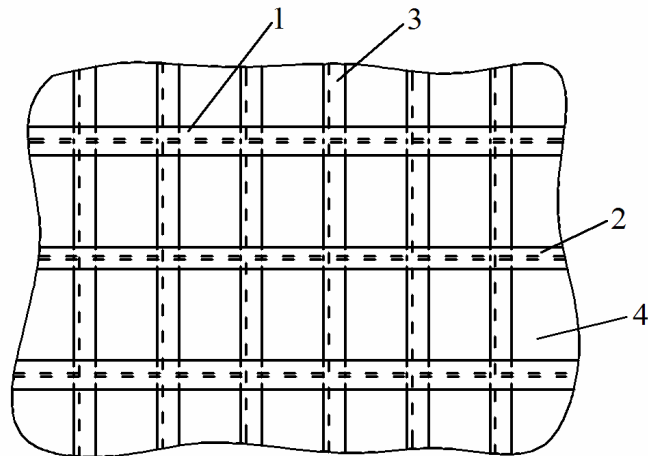


Рисунок 1.12 – Схема установки дополнительного бортового стрингера перекрытия (1 – основной бортовой стрингер; 2 – дополнительный бортовой стрингер; 3 – штатный шпангоут; 4 – обшивка борта)

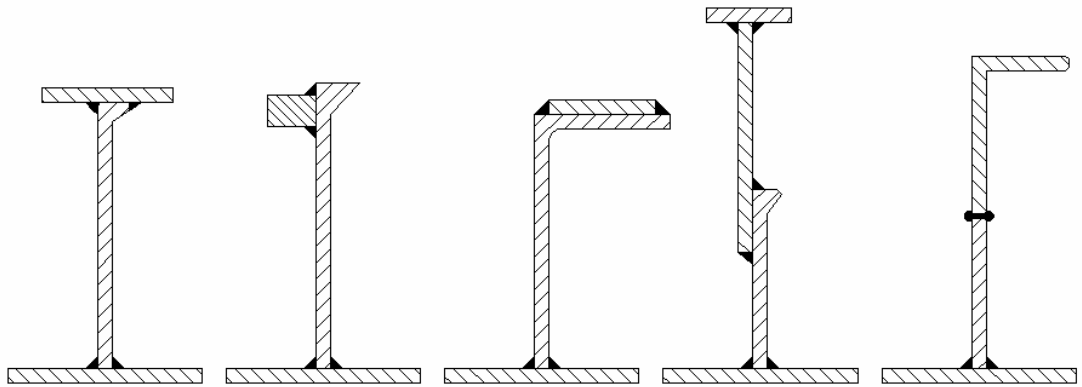


Рисунок 1.13 – Схема подкрепления штатного набора бортового перекрытия

Расчётный анализ по выбору размеров промежуточных ребер жесткости применяется лишь для задачи подкрепления изношенных пластин бортовой обшивки, при этом работа самих ребер рассматривается в упругой постановке [22]. В связи с допущением пластических деформаций связей бортовых конструкций, обеспечивающих местную прочность [269], необходимо рассматривать задачу выбора размеров промежуточных шпангоутов из условия деформирования его в пластической стадии. При учете взаимодействия шпангоута с обшивкой (о чем пойдет речь в главе 4), данная задача сводится к рассмотрению деформирования упруго-пластической балки, лежащей на нелинейном упруго-пластическом основании. Практическая реализация данной задачи сдерживается отсутствием разработанных методик, позволяющих как

описать нелинейный процесс деформирования балки, так и выявить резервы упруго-пластического деформирования элементов бортовых конструкций.

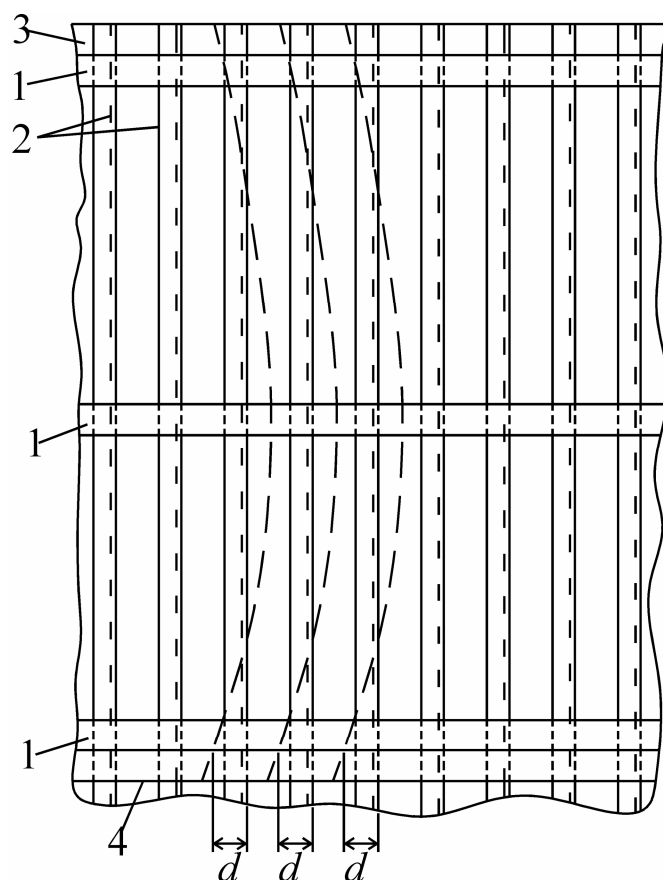


Рисунок 1.14 – Схема подкрепления набора бортового перекрытия за счет установки струны (1– струна; 2 – шпангоут; 3 – верхняя палуба; 4 – нижняя палуба)

Очевидно, что повреждение корпусных конструкций является откликом на внешнее силовое воздействие. Избежать возможности деформирования или разрушения корпуса нельзя из-за неопределённости ряда факторов [63]. К ним относятся величины и характер внешних нагрузок, изменение предела текучести, неравномерность износа и т.д. При оценке технического состояния судов становятся известными реакции корпуса на внешние воздействия в конкретных условиях эксплуатации, и на этом этапе могут быть внесены соответствующие коррективы в конструктивное оформление отдельных узлов и фрагментов корпуса [63].

Необходимость ремонта, как правило, вызывается опасностью нарушения прочности и водонепроницаемости корпуса. Это положение было впервые

сформулировано А.Г. Архангородским [22]. Как известно, угроза водотечности несущих связей корпуса из-за износа возникает обычно вследствие потери прочности корпуса. Поэтому для обеспечения безопасности эксплуатации судов и повышения надёжности должна быть гарантирована общая и местная прочность их корпусов. Таким образом, безопасность конструкции может быть оценена вероятностью отсутствия её разрушения [63].

Главной целью ремонта корпуса является восстановление гарантированных запасов его прочности и надёжности, при этом необходимо определить требуемую степень восстановления прочности корпуса. Для этого должен быть выполнен анализ зависимости требуемых запасов прочности корпуса от условий и сроков предстоящей эксплуатации, резервов упруго-пластического деформирования элементов корпусных конструкций, темпов физического и морального износа, а также наличия программ пополнения флота новыми судами [63]. Эти факторы должны учитываться при разработке нормативов на параметры эксплуатационных дефектов корпусов судов и выборе конструктивного оформления, а также при обосновании метода ремонта и модернизации [63, 269], с учетом подходов [273, 274]. Но следует заметить, что и сами нормы дефектации для судов различных ведомств могут серьезно различаться.

Как показано в [63], перспективным при разработке нормативов на параметры дефектов корпусных конструкций является использование вероятностных моделей, позволяющих вскрывать достаточно большие резервы прочности конструкций, содержащих эксплуатационные дефекты. Для построения таких моделей необходимо располагать информацией о резервах пластического деформирования локально загруженных связей бортовых перекрытий, когда связи уже работают в области «запредельных состояний», что необходимо и для разработки оптимальных схем подкрепления как бортовых перекрытий в целом, так и их отдельных элементов. Кроме того, для проектирования подкреплений необходимо располагать данными о закономерностях деформирования локально загруженных связей бортовых перекрытий.

Это очень важно как с точки зрения оценки опасных ситуаций, так и для определения резервов прочности конструкции. Специфика восприятия бортовыми перекрытиями интенсивных локально распределенных нагрузок заключается в том, что несущие связи (шпангоуты и стрингеры) претерпевают так называемое обрушение в сильно локализованной зоне, ограниченной внешними нестационарными пластическими шарнирами, что резко ограничивает участие смежных связей перекрытия в восприятии нагрузок. К тому же, по мере увеличения нагрузки происходит локализация этой зоны, т.е. уменьшение её в размерах, за счёт смещения внешних нестационарных пластических шарниров к месту нагружения. В результате этого, с одной стороны, происходит ещё большая перегрузка связей, с другой – включается дополнительный механизм поддержания благодаря возникновению продольных сил в звеньях обрушившихся связей перекрытия и реактивных усилий со стороны пластин, что в целом создает достаточно сложную картину деформирования связей судовых конструкций, воспринимающих интенсивные локально распределенные нагрузки.

Снижение повреждаемости корпусов судов может быть обеспечено не только посредством подкреплений и модернизации, но и за счёт использования бортовых интеллектуальных систем, которые могут подсказать судоводителю оптимальные курсы и скорости движения судов [53, 79, 119, 134, 135, 136, 143, 216, 218, 354]. За рубежом уже много лет ведутся работы по созданию бортовых интеллектуальных, при этом достигнуты определённые успехи. В нашей стране также ведутся работы по созданию бортовых интеллектуальных систем, однако в полном объёме эти системы не разработаны, в основном, из-за отсутствия финансирования. Бортовые интеллектуальные системы разрабатывают, как правило, в рамках отдельных разделов корабельной науки, таких как остойчивость, непотопляемость. Раздел, посвященный задачам регламентации эксплуатационной прочности, требует серьёзной проработки, так как в экстремальных ситуациях человек зачастую не в состоянии принимать оптимальные решения по управлению судном для обеспечения его прочности в условиях дефицита времени, а также неполноты исходной информации.

Концептуальная модель бортовой интеллектуальной системы контроля эксплуатационной прочности судна представлена на рисунке 1.15.



Рисунок 1.15 – Концептуальная модель интегрированного вычислительного комплекса контроля эксплуатационной прочности судна

Таким образом, задача контроля эксплуатационной прочности состоит в разработке методологического базиса интерпретации экстремальных ситуаций, а также обосновании принципиальных решений при контроле взаимодействия судна и внешней среды в рамках динамической теории катастроф. Аппаратом формализации знаний служат интеллектуальные технологии, для реализации которых используют мультипроцессорную вычислительную среду.

1.4 Оценка риска эксплуатации судов флота рыбной промышленности

В настоящее время в различных отраслях науки и техники широкое распространение получили методы управления рисками [202]. Это нашло отражение также в нормативных документах Международной морской

организации (ИМО) и классификационных обществ [335, 276].

Величина риска R_* при какой-либо аварии может быть рассчитана по формуле [202]

$$R_* = P_* \cdot C_*, \quad (1.1)$$

где P_* – вероятность наступления некоторого нежелательного события;

C_* – последствие или результат возникновения этого события.

Если аварии будут различными, то для оценки риска может быть использована матрица риска, общий вид которой представлен на рисунке 1.16. Здесь по вертикали откладывается вероятность наступления некоторого нежелательного события, а по горизонтали – его последствия. Для вероятности также может быть использован некоторый условный показатель [176], например, вероятности от 0 до 0,2 присваивается значение 1, вероятности от 0,2 до 0,4 – значение 2 и т.д. В [335] при оценке риска рекомендуется использовать логарифмическую шкалу, в этом случае показатель риска будет определяться суммой показателей вероятности и последствий. Для условного показателя вероятности в [335] предложена шкала из семи значений, при этом показателю 1 (очень редко) соответствует частота возникновения для одного судна за год эксплуатации 10^{-5} , для показателя 7 (часто) эта частота равна 10. Соответствующая матрица риска представлена в таблице

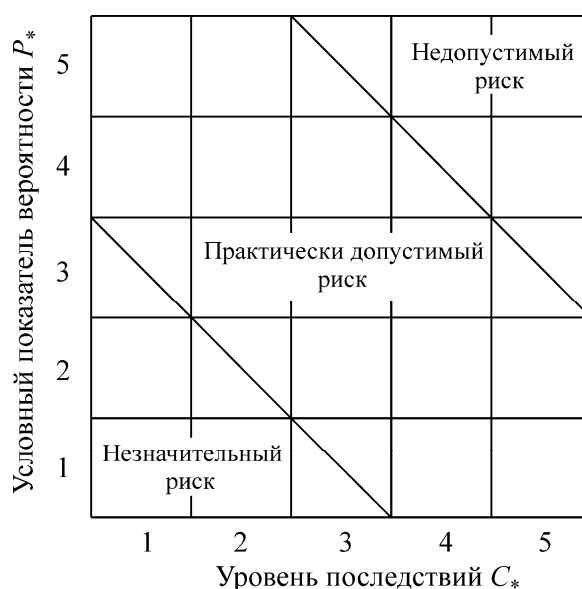


Рисунок 1.16 – Матрица риска

В зависимости от величины ущерба, причиняемого людям, окружающей среде и техническим средствам, последствия могут быть условно разделены на несколько уровней [176, 276, 335]. Так, в работе [176] число таких уровней равно пяти (таблица 1.2), а в [335] принято четыре уровня последствий (таблица 1.3).

Таблица 1.2 – Классификация последствий аварийных ситуаций [176]

Уровень последствий C_*	Степень повреждения		
	Воздействие на людей	Воздействие на окружающую среду	Повреждение технических средств
1	Нет	Нет	Ничтожное
2	Легкое телесное повреждение	Ничтожное	Незначительное
3	Серьёзное, необратимое телесное повреждение	Существенное	Серьёзное
4	Потеря человеческой жизни	Критическое	Значительное
5	Много человеческих жертв	Катастрофическое	Гибель судна

Таблица 1.3 – Пример матрицы риска при использовании логарифмической шкалы [335]

Показатель вероятности	Показатель риска при показателе последствий			
	1 (Minor)	2 (Significant)	3 (Severe)	4 (Catastrophic)
7 (Frequent)	8	9	10	11
6	7	8	9	10
5 (Resonable probable)	6	7	8	9
4	5	6	7	8
3 (Remote)	4	5	6	7
2	3	4	5	6
1 (Extremely remote)	2	3	4	5

Выше отмечалось, что эксплуатация морских судов сопряжена с возникновением различных аварий, таких как столкновения, посадки на мель, опрокидывание, повреждение корпуса и другие.

Как было показано в параграфе 1.1 настоящей работы, навигационные аварии зачастую сопровождаются значительным ущербом, связанным с воздействием на людей, окружающую среду и технические средства. Так, посадки судов на мель, в частности, танкеров, могут быть сопряжены катастрофическими последствиями для окружающей среды, на преодоление которых уходят десятилетия. Столкновения судов нередко сопровождаются человеческими жертвами, число которых может измеряться сотнями, как в случае гибели парохода «Адмирал Нахимов» (см. параграф 1.1). К наиболее опасным авариям относится опрокидывание судов, сопровождающееся, зачастую, гибелью всего экипажа или значительной его части, как в случае с БАТМ «Дальний Восток» (см. параграф 1.1).

Следуя представленной выше классификации последствий [176], можно сделать вывод, что рассматриваемые в настоящей работе аварии нередко имеют уровень последствий $C_* = 4$ и $C_* = 5$. Поэтому даже при весьма малой вероятности возникновения подобных аварий их риск будет существенным, в связи с чем важно располагать методами, позволяющими уточнить вероятность возникновения таких аварий, так как даже малое изменение вероятности приводит к большим скачкам в величине риска, что не позволяет эффективно осуществлять управление риском.

Несмотря на наличие значительного числа моделей для оценки вероятности возникновения навигационных аварий, их использование в задачах оценки риска осложняется рядом присущих им недостатков. В частности, рассматриваются лишь некоторые частные задачи, не позволяющие определить вероятность столкновения и посадки на мель в общем случае при произвольных направлениях движения судов и их характеристиках, хотя практика эксплуатации морских судов свидетельствует о необходимости решения подобных задач. Из-за трудности использования существующих математических моделей для оценки вероятности

возникновения аварийных ситуаций на практике нередко обращаются к методу экспертных оценок [209].

В настоящей работе предложены математические модели, позволяющие оценить вероятность столкновения судов и посадки на мель для произвольных характеристик судов, что позволяет более корректно оценивать риск возникновения навигационных аварий во всех практически реализуемых случаях. Разработана математическая модель, позволяющая оценить вероятность встречи судна с аномальными волнами (параграф 2.8), что дает возможность выполнить оценку риска в подобной ситуации.

Как следует из статистических данных, представленных в параграфе 1.1 настоящей работы, повреждения корпусов судов ФРП и их затопление также нередко приводят к гибели судов. Однако даже при тех повреждениях, которые не ведут к потере судна, уровень последствий для промысловых судов будет весьма значительным, так как судно будет вынуждено прекратить промысел и направиться на ремонт, что ведет к существенным материальным потерям, связанным с затратами на восстановление корпуса и простоем судна, ведущим к уменьшению объёма улова. При определении вероятности возникновения повреждений корпусных конструкций может быть использован метод экспертных оценок и опыт эксплуатации [202], нашедший отражение в правилах классификационных обществ, но при таком подходе решающей будет квалификация эксперта, к тому же полученные таким образом оценки будут в определенной мере субъективными. Поэтому для объективной оценки риска повреждений корпусов судов важно располагать математическими моделями, позволяющими оценить вероятность разрушения элементов корпусных конструкций под действием интенсивных локально распределённых нагрузок. В главе 3 настоящей работы представлен аппарат, позволяющий выполнять оценку вероятности разрушения пластин судового корпуса под действием эксплуатационных нагрузок. В главе 4 на основании разработанных методов расчёта упруго-пластических балок, лежащих на нелинейных упруго-пластических основаниях, создана методика оценки вероятности разрушения

балок судового корпуса при восприятии интенсивных локально распределённых нагрузок.

Для снижения риска во всех рассмотренных выше ситуациях в диссертации разработан комплекс конструктивных решений, большинство из которых защищено патентами РФ на изобретение.

Выводы по первой главе

Данные статистики свидетельствуют, что процесс эксплуатации морских судов сопровождается возникновением аварий, связанных с разрушением судовых корпусных конструкций. Серьёзную опасность для морских судов представляют штормовые условия, когда на интенсивном встречном волнении возможен захват волной носовой оконечности, приводящий к гибели судна вследствие потери прочности или остойчивости, что требует учета при проектировании судов ряда особенностей их взаимодействия с внешней средой.

В настоящей главе было показано, что корпуса судов получают повреждения и в ходе выполнения обычных производственных операций. Для предотвращения этих повреждений и восстановления прочности корпусных конструкций широко применяются различные схемы подкрепления. Для проектирования подкреплений корпусов судов необходимо располагать методами и методиками расчета элементов корпусных конструкций в упруго-пластической стадии, позволяющими учитывать особенности их деформирования при действии интенсивных локально распределённых нагрузок, чему посвящены главы 3 и 4 настоящей работы. Применение разработанных расчетных методик позволило предложить ряд новых эффективных схем подкрепления бортовых перекрытий судов, что представлено в главе 5.

Отмечено, что в экстремальных ситуациях человек в принципе не может принять оптимальных решений в условиях дефицита времени и неполноты исходной информации. В таких условиях одним из эффективных путей снижения повреждаемости судов является использование бортовых интеллектуальных систем.

Весьма распространенными авариями, сопровождающимися человеческими жертвами и значительными материальными потерями, являются столкновения и посадки судов на мель, поэтому для повышения безопасности мореплавания необходимо располагать математическими моделями оценки риска их возникновения, а также совершенствовать конструкции корпусов судов с целью снижения последствий таких аварий. Данным вопросам посвящена глава 6 настоящей работы.

ГЛАВА 2

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СУДОВ С ВНЕШНЕЙ СРЕДОЙ В УСЛОВИЯХ ШТОРМОВОГО МОРЯ НА РАЗВИТОМ ВСТРЕЧНОМ ВОЛНЕНИИ И КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ, ПОВЫШАЮЩИЕ БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ

Одной из проблем эксплуатации судов на волнении является их заливаемость, нередко приводящая к нарушению местной прочности. При анализе мореходности обычно рассматривают заливание судна встречной волной через бак [155]. Заливаемость считается сильной, когда покрываемая водой длина носовой части судна составляет $0,15L$ и более. Если волны достигают палубной линии в любой точке по длине судна, и только некоторые из них превышают её, заливаемость считается умеренной. Особенно опасны случаи заливаемости, когда носовая оконечность судов полностью «зарывается» в волну, при этом от $1/4 L$ до $1/3 L$ длины корпуса судна уходит под воду.

Интенсивность заливания зависит от состояния моря, скорости и курса судна, его загрузки, формы корпуса, особенно носовой оконечности. Наибольшее заливание происходит на встречном волнении, когда судно находится в полном грузу и длина волн близка к длине судна [185]. Статистические данные свидетельствуют, что значительное количество промысловых судов гибнет в штормовых условиях либо из-за разрушения корпусных конструкций, либо по причине потери остойчивости.

Аварийная статистика знает немало случаев групповой гибели промысловых судов. Так, например, зимой 1902-1903 г. пропали без вести шесть немецких рыболовных судов [358]. Причины гибели заключалась в заливании палубы водой. Зимой 1931 г. в Баренцевом море пропали без вести два траулера «Макрель» и «Осётр». Наиболее вероятной причиной является потеря остойчивости. Паровой траулер «Тор» опрокинулся в 1952 г. от волны, залившей носовую часть палубы. По статистике Межправительственной морской консультативной организации 32% промысловых судов опрокинулось внезапно.

Промысловые суда отличаются большим разнообразием как по главным

размерениям, так и по водоизмещению, кроме того, в процесс добычи морепродуктов задействованы транспортные суда и танкеры, используемые при осуществлении экспедиционной схемы лова. Вышеупомянутые суда различаются также по высоте надводного борта и архитектуре в носовой оконечности. Поэтому разработка каких-либо общих рекомендаций представляет определенные сложности.

Характерной особенностью промысловых судов является значительное изменение их загрузки в процессе промысла, которое плохо поддается контролю, на них накладываются дополнительные ограничения, связанные с возможностью вести лов при состоянии моря, не превышающем определенного предела.

Существующий в настоящее время промысловый флот довольно старый, однако, как следует из распоряжения правительства РФ № 2798-р от 26 ноября 2019 г. [272], к 2030 году он должен быть полностью обновлён, включая постройку крупных транспортных судов.

В настоящей главе показано, что на встречном волнении в условиях шторма проявляется ряд не учитываемых ранее при проектировании судов гидродинамических эффектов, которые могут приводить к их гибели. В качестве примера проявления этих эффектов обсуждается одна из наиболее сложных аварийных ситуаций, вызвавшая большой интерес специалистов, занимающихся совершенствованием критериальной базы и архитектурных решений при обеспечении безопасности мореплавания морских судов новых поколений [198, 199, 210, 321, 329, 338, 366, 369]. Отмечены особенности, которые должны учитываться при проектировании и эксплуатации судов, а также предложены конструктивные решения, позволяющие снизить риск гибели судов в штормовых условиях при захвате волной носовой оконечности.

2.1 Исследование аварии танкера «Находка» в сложной динамической среде

Танкер «Находка» разломился и затонул у берегов Японии в 1997 году. Архитектурно-конструктивный тип, соотношения главных размерений и

характеристики танкера «Находка» являются типичными для судов подобного класса: длина судна между перпендикулярами составляла $L=166$ м, ширина $B=22,4$ м, осадка $d=9,38$ м и высота борта 12,32 м. Удары волн в носовую оконечность привели к потере прочности и гибели судна. Замеры состояния корпусных конструкций показали, что судно было в тяжелом состоянии из-за изношенного корпуса и не выдержало реально действующих динамических нагрузок. Для обсуждения физических закономерностей аварии можно воспользоваться результатами математического моделирования динамики взаимодействия судна с внешней средой, приведёнными в работах [366, 369]. Состояние штормового моря в момент аварии характеризовалось 8-балльным волнением, а скорость судна составляла около 8 узлов и снижалась до 3,5 узлов.

Процесс колебательного движения судна представлен на рисунке 2.1 в виде последовательных фрагментов, соответствующих различным фазам встречи судна с набегающей волной. Как видно из этого рисунка, килевая качка судна приводила к периодическому погружению носовой оконечности в волновое поле и значительному заливанью носовой части корпуса. Наиболее неблагоприятная фаза соответствует последнему фрагменту рисунка 2.1. Из него следуют основные «скрытые» закономерности процесса, обсуждать которые необходимо с позиций гидродинамического взаимодействия и особенностей состояния прочности корпуса.

Периодическое погружение в воду носовой оконечности на встречном волнении приводило к существенному изменению режима обтекания палубы. Динамика взаимодействия в этих условиях характеризуется возникновением значительных нагрузок, вызванных асимметричным обтеканием погруженной палубы, которую можно рассматривать как крыло сложной формы, расположенное под углом атаки к набегающему потоку жидкости [160]. Кроме того, потеря площади ватерлинии (до 50% и более) вызывала периодическое ухудшение продольной и поперечной остойчивости. Гидродинамическая задача о нелинейной продольной качке в рамках дифференциального уравнения с периодическими коэффициентами вообще не рассматривалась в работах по

теории качки и остойчивости судов на волнении [160, 214].

В известных теоретических и экспериментальных исследованиях изучалась только поперечная остойчивость на попутном волнении, а вопросы качки на продольном волнении рассматривались в детерминированной постановке на основе линейных моделей. Выявленные в процессе анализа «скрытые» эффекты взаимодействия привели к возникновению катастрофы и гибели судна. Оценка остойчивости при указанной потере площади ватерлинии показала, что реальные её характеристики составляли приблизительно 50% от номинальных значений, а гидродинамические нагрузки при обтекании палубы почти на порядок превышали обычные силы и моменты, действующие в носовой оконечности судна при качке на нерегулярном волнении.

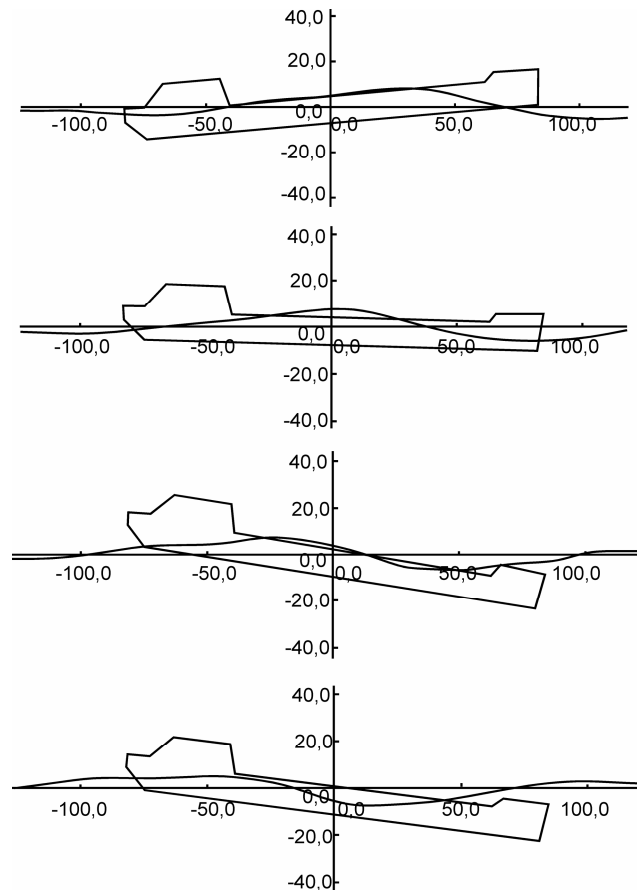


Рисунок 2.1 – Движение судна на экстремальном волнении

Следует рассмотреть особенности оценки прочности судна в результате периодического погружения носовой оконечности с позиций эксплуатационной прочности. В условиях изношенного корпуса динамика взаимодействия судна с внешней средой существенно изменялась. Этот процесс усугублялся

возникновением закономерностей, не учитываемых в процессе проектирования судов подобной архитектуры. Действительно, появление значительных динамических нагрузок вследствие обтекания палубы погруженной в воду носовой оконечности вообще не рассматривалось в практических задачах прочности и при проектировании судов. Как показывают предварительные оценки, проведенные на основе работ [366, 369], нагрузки, возникающие от действия гидродинамической силы и момента при асимметричном обтекании палубы, приводили к недопустимым напряжениям, возникающим в корпусных конструкциях, величина которых превышала нормируемые значения. В результате изношенный корпус оказался неспособным к восприятию действующих сил и судно, потеряв прочность, разломилось и затонуло.

Тяжёлые аварии с танкерами подобного класса в последние годы постоянно напоминали разработчикам о просчётах и недостатках архитектурно-конструктивных решений, о чем свидетельствуют материалы периодической печати. Особый интерес вызывают предложения по совершенствованию формы носовой оконечности танкеров данного класса, приведенные в работе [344]. На рисунке 2.2 представлен вариант такого решения, получивший название «axe bow» («топорообразный нос»).



Рисунок 2.2 – Новое архитектурное решение при проектировании обводов носовой оконечности

Авторами предлагается принципиально новый подход к архитектурному решению при проектировании носовой оконечности, предполагающий снижение гидродинамических нагрузок и существенное уменьшение эффектов от заливаемости носовой оконечности. Отличительной особенностью предлагаемой

архитектуры является использование обводов носовой части корпуса, имеющих вертикальный форштевень [321, 344]. На основании результатов моделирования далее в работе будут предложены иные конструктивные решения, способствующие повышению безопасности мореплавания в условиях штормового моря.

2.2 Особенности взаимодействия корпуса судна с внешней средой при захвате волной носовой оконечности

В результате проведенного анализа аварийной ситуации было установлено, что разрушение корпуса танкера «Находка» началось с верхней палубы, потом пошло разрушение со стороны днища, и трещины сомкнулись [366, 369]. Для объяснения этого явления было проведено математическое моделирование взаимодействия корпуса судна с внешней средой с целью установления причин, вызвавших разрушение палубы [79, 80, 82, 83, 84, 85, 93, 98, 125, 128, 134, 143, 326].

Для оценки гидродинамических воздействий на корпус судна во время качки при погружении носовой оконечности в воду палуба в первом приближении может рассматриваться как крыло в потоке жидкости. В результате его обтекания возникает гидродинамическая сила P_R , которая раскладывается на перпендикулярную к палубе составляющую P_N , а также касательную к палубе P_T (рисунок 2.3, где ψ_σ – угол дифферента судна; β_V – угол наклона результирующей скорости обтекания палубы по отношению к вертикали).

Горизонтальная составляющая скорости обтекания палубы V_H определяется выражением

$$V_H = v + V_{WH}, \quad (2.1)$$

где v – скорость движения судна, м/с;

V_{WH} – горизонтальная скорость движения волны, м/с.

Скорость обтекания палубы в вертикальном направлении V_V складывается из двух составляющих

$$V_V = V_{wv} + V_{ov}, \quad (2.2)$$

где V_{wv} – вертикальная скорость частиц воды, м/с;

V_{ov} – вертикальная скорость носовой оконечности, обусловленная качкой судна, м/с.

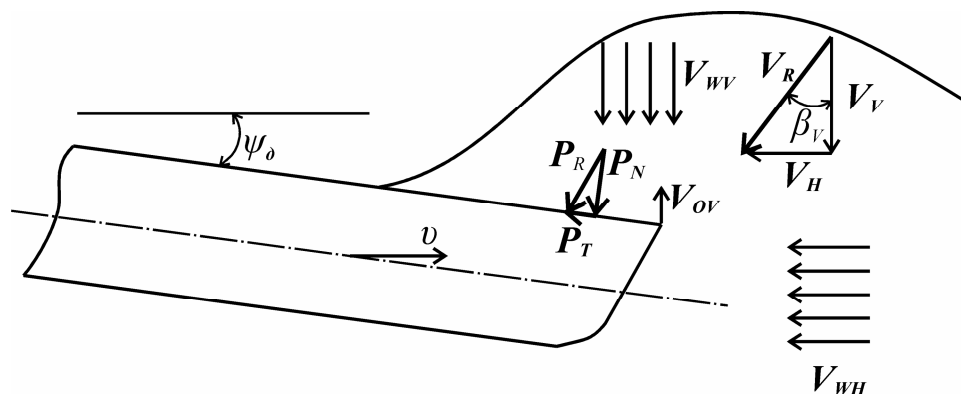


Рисунок 2.3 – Схема обтекания носовой части корпуса судна

Абсолютное значение результирующей скорости обтекания палубы определится из выражения

$$V_R = \sqrt{V_H^2 + V_V^2}. \quad (2.3)$$

Для приближённой оценки значений P_N и P_T можно воспользоваться формулами для крыла бесконечного удлинения с некоторыми поправками:

$$P_N \cong \frac{1}{2} C_N \rho V_R^2 F_{\Pi}, \quad (2.4)$$

где V_R – результирующая скорость обтекания палубы, м/с;

F_{Π} – погруженная площадь палубы, м²;

ρ – плотность воды, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

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

Компонента P_T оценивается по формуле

$$P_T \cong \frac{1}{2} C_T \rho V_R^2 F_{\Pi}, \quad (2.5)$$

где C_T – коэффициент касательной силы крыла, определяемый с учётом указанных выше факторов.

Получение строгого решения задачи связано с некоторыми трудностями, однако можно приближенно оценить значения P_N и P_T , что позволяет проанализировать поведение судна при «зарывании» носом в воду. Следует отметить, что такой режим обтекания (обтекание в двух взаимно перпендикулярных плоскостях) непродолжителен и исчисляется секундами, однако этого может оказаться достаточным для развития аварийной ситуации.

Для оценки величины дополнительного изгибающего момента, создаваемого напором воды на погружённую часть палубы, можно воспользоваться простейшей схемой балки, лежащей на упругом основании. Ясно, что погружённая в воду часть корпуса, равная приблизительно от одной пятой до одной четвертой длины судна, не лежит на таком основании. Тогда расчётная схема будет выглядеть так, как представлено на рисунке 2.4,а, где a_{II} – погружённая в воду часть корпуса; P_N – результирующее усилие, действующее на погружённую в воду часть корпуса судна, складывающееся из гидродинамической силы, действующей на палубу при её обтекании, веса погружённой в воду части корпуса, а также действующих на неё сил поддержания.

Отбрасывая в расчётной схеме участок «а» и заменяя его действие на балку, лежащую на упругом основании, эквивалентной системой сил, получают расчётную схему (рисунок 2.4,б), где $M_a = P_N \cdot a_{II} / 2$ (при условии, что равнодействующая сила давления находится в середине пролёта). Дифференциальное уравнение изгиба корпуса как балки на упругом основании под действием дополнительных гидродинамических нагрузок в носовой оконечности имеет вид:

$$EI(x) \frac{d^4 w(x)}{dx^4} + K \cdot w(x) = 0, \quad (2.6)$$

где $EI(x)$ – жёсткость корпуса по отношению к изгибу, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$;

K – коэффициент жёсткости упругого основания, $\frac{H}{M^2}$.

В рассматриваемом случае, принимая в первом приближении для упрощения расчёта $I(x) = I$, решение уравнения уравнение можно представить в виде:

$$w(x) = D_0 \cdot V_0(\alpha \cdot x) + D_1 \cdot V_1(\alpha \cdot x) + D_2 \cdot V_2(\alpha \cdot x) + D_3 \cdot V_3(\alpha \cdot x), \quad (2.7)$$

где D_0, D_1, D_2, D_3 – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий;

$V_0(\alpha \cdot x), V_1(\alpha \cdot x), V_2(\alpha \cdot x), V_3(\alpha \cdot x)$ – функции Н.П. Пузыревского, в которых

$$\alpha = \sqrt[4]{K / (4EI)} \quad [228].$$

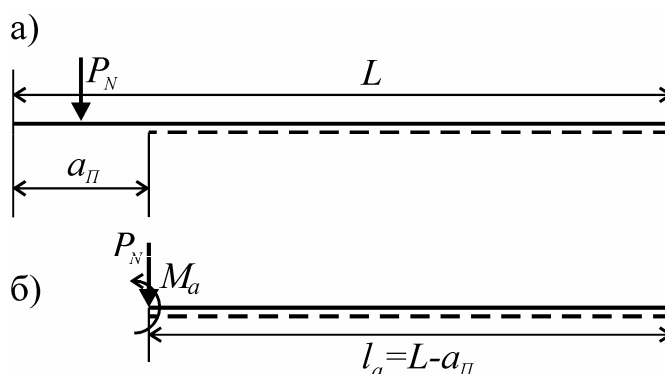


Рисунок 2.4 – Расчётные схемы корпуса судна

Из следующих граничных условий

$$\begin{cases} w'''(0) = \frac{P_N}{EI}, \\ w''(0) = \frac{M_a}{EI}; \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} w'''(l_a) = 0, \\ w''(l_a) = 0; \end{cases} \quad (2.9)$$

определяются постоянные интегрирования с использованием обозначения $u = \alpha \cdot l_a$:

$$D_2 = \frac{M_a}{2\alpha^2 EI}; \quad (2.10)$$

$$D_3 = \frac{P_N}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}; \quad (2.11)$$

$$D_0 = D_2 \frac{V_3^2(u) + V_0(u)V_2(u)}{V_2^2(u) - V_1(u)V_3(u)} + D_3 \frac{V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)}{V_1(u)V_3(u) - V_2^2(u)}; \quad (2.12)$$

$$D_1 = D_2 \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{V_1(u)V_3(u) - V_2^2(u)} + D_3 \frac{V_1^2(u) - V_0(u)V_2(u)}{V_1(u)V_3(u) - V_2^2(u)}, \quad (2.13)$$

После нахождения постоянных интегрирования дополнительный изгибающий момент в корпусе судна от гидродинамической нагрузки, приложенной к палубе в носовой оконечности, может быть определён по выражению

$$M(x) = \frac{d^2 w(x)}{dx^2} \cdot EI. \quad (2.14)$$

Подставляя в уравнение изгибающих моментов конкретные значения, получают зависимости, представленные на рисунке 2.5. Видно, что эпюра моментов имеет ярко выраженный экстремум, положение которого, в основном, определяется величиной погруженной части корпуса (величина a_{II}), а само экстремальное значение зависит от силы P_N и величины a_{II} . Так, при $a_{II} = 20$ м и длине корпуса 166 м экстремум находится на расстоянии 45 м от носовой оконечности, а при $a_{II} = 42$ м экстремум находится на расстоянии 62 м.

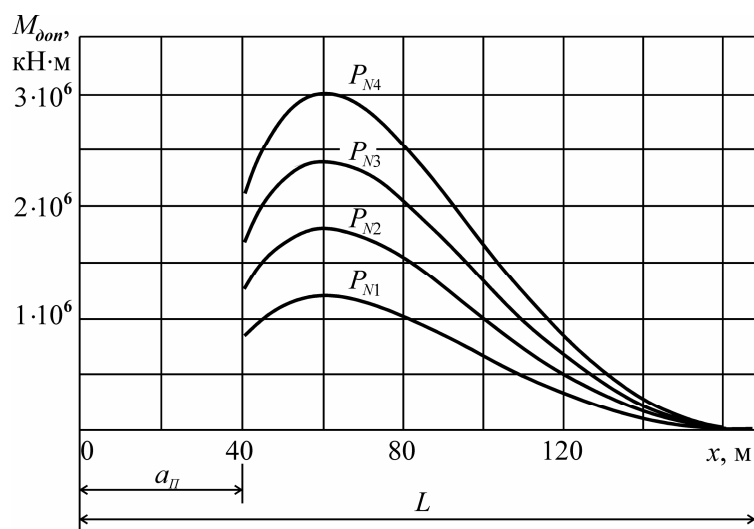


Рисунок 2.5 – Изменение дополнительного изгибающего момента

Как показывает рисунок 2.5, величины дополнительных изгибающих моментов, полученных в результате «омывания» носовой оконечности судна, имеют достаточно большие значения и при определенных условиях могут

достигать значений почти в 2 раза больших, чем гидростатический и изгибающий волновой момент вместе взятые (для поперечного сечения корпуса, находящегося на расстоянии одной трети длины судна от носовой оконечности). Необходимо учитывать, что знак дополнительного момента отличен от знака гидростатического и волнового момента, что приводит в конечном итоге к растяжению палубы, а в определенных условиях и к её разрушению. При больших давлениях на палубу в носовой оконечности может наблюдаться выход кормовой части судна из воды, что приведет к увеличению напряжений в кормовой части судна. В таком случае возможен отрыв кормовой оконечности судна и разрушение корпуса на три части.

Нахождение почти одной трети длины судна в носовой оконечности под водой (рисунок 2.1) и выход кормы из воды приводит к тому, что при накренивании судна почти две третьих его длины не участвуют в создании восстанавливающего момента, т.к. в погруженных объемах корпуса в носовой оконечности центр величины не смещается. Кормовая оконечность судна, вышедшая из воды, также не участвует в генерации восстанавливающего момента. В этом случае остойчивость судна практически обеспечивается лишь средней частью судна, чего может оказаться недостаточно (рисунок 2.6).

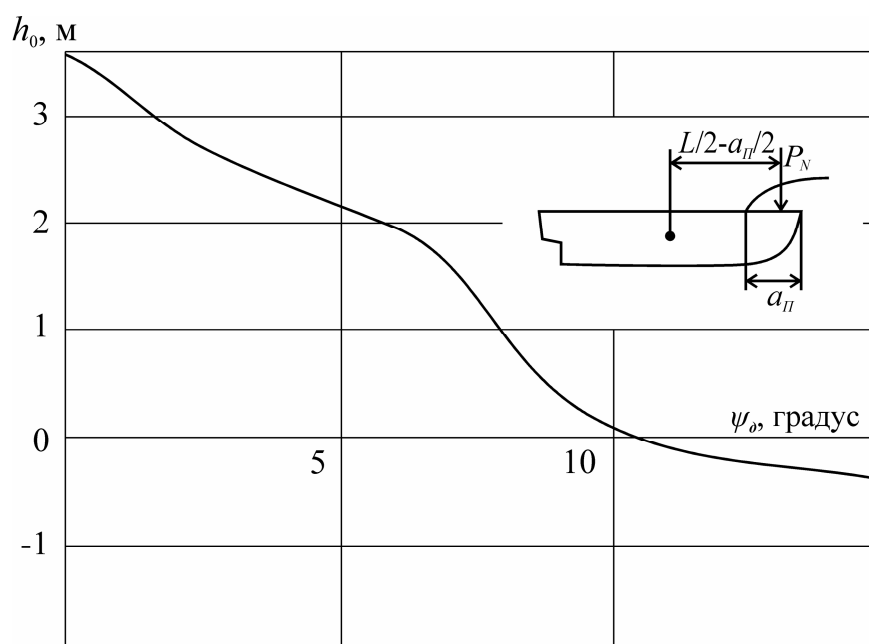


Рисунок 2.6 –Изменение поперечной метацентрической высоты в зависимости от дифферента судна при захвате волной носовой оконечности

Оценка устойчивости судна в условиях шторма при захвате носовой оконечности судна волной с учётом сил демпфирования и инерционных сил представляет собой достаточно сложную задачу, однако в первом приближении с учётом доминирующих факторов (погружение носовой оконечности под воду, выход кормовой оконечности из воды и воздействие гидродинамического давления воды на палубу судна в носовой оконечности) она может быть выполнена при условии нахождения судна на тихой воде. Изменение метацентрической высоты при захвате волной носовой оконечности судна представлено на рисунке 2.6.

Необходимо отметить, что положение судна является неустойчивым за счёт асимметричности процесса обтекания, бортовой качки и т. д., поэтому сила P_N приложена к палубе не строго в ДП судна. Если же учесть, что при зарывании носовой оконечности в воду и частичном выходе из воды кормовой оконечности поперечная метацентрическая высота резко падает (рисунок 2.6), то смещение центра давления на палубу P_N от ДП на некоторую величину δ даст кренящий момент $P_N \cdot \delta$. Это может привести к опрокидыванию судна, т.к. метацентрическая высота в этом случае близка к нулевому значению.

2.3 Изменение устойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности

Для обеспечения безопасности мореплавания немаловажным является изучение влияния поперечной метацентрической высоты на поведение судна в условиях захвата его носовой оконечности волной. Это можно сделать как экспериментальным путём, так и с использованием компьютерных программ, позволяющих рассчитывать характеристики устойчивости судна для различных условий его загрузки на основании данных теоретического чертежа. Для различных значений начальной поперечной метацентрической высоты были построены диаграммы статической устойчивости в условиях захвата волной

носовой оконечности судна при изменении величины гидродинамической нагрузки [148]. На рисунке 2.7,а и рисунке 2.7,б представлена трансформация диаграммы статической остойчивости для двух значений поперечной метацентрической высоты при различных водоизмещениях судна. Из рисунков видно, что в зависимости от условий загрузки судна трансформация диаграмм статической остойчивости происходит по-разному.

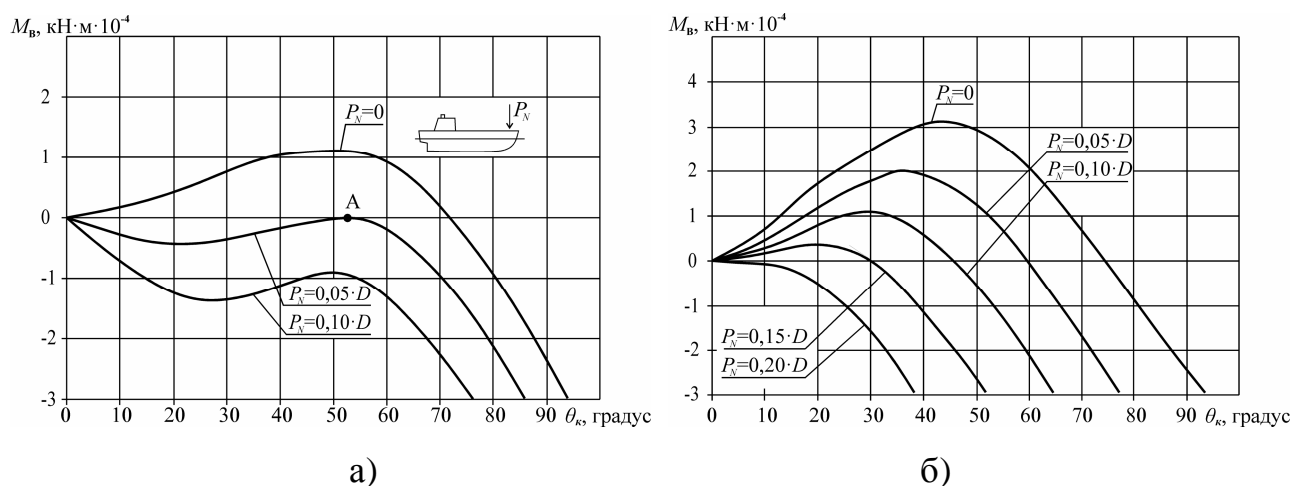


Рисунок 2.7 – Трансформация диаграммы статической остойчивости в условиях захвата волной носовой оконечности судна: а) – при $h_0 = 0,25$ м и $D = 42690$ кН ;
б) – при $h_0 = 0,5$ м и $D = 78480$ кН

При водоизмещении $D = 42690$ кН с увеличением нагрузки, действующей на носовую оконечность судна в условиях захвата волной, начальная поперечная метацентрическая высота становится отрицательной, но начиная с некоторого угла крена, восстанавливающий момент начинает возрастать и достигает положительных значений, если величина гидродинамической силы, действующей на носовую оконечность, не превышает некоторого значения $\bar{P}_{N_{\text{крит}}}$. В этом случае критической силой $\bar{P}_{N_{\text{крит}}}$ считалась сила, при действии которой вершина диаграмм статической остойчивости (точка А) достигала нулевых значений. Эта величина является предельной для гидродинамической силы, при которой обеспечивается статическая остойчивость судна в условиях захвата волной.

Для достижения динамической остойчивости необходимо, чтобы площадь, ограничиваемая кривой восстанавливающего момента и осью абсцисс при

значениях θ_k от 0 до первого пересечения с осью абсцисс (отрицательная область диаграммы), была равна площади при значениях θ_k , изменяющихся от первого до второго пересечения кривой восстанавливающего момента с указанной осью (положительная область диаграммы). Значение нагрузки, при которой наблюдается равенство указанных площадей, обозначим $\bar{P}_{N_{\text{крит}}}^*$, вопрос об её определении будет подробно рассмотрен ниже. При $D = 78480$ кН увеличение гидродинамической силы приводит к тому, что начальная поперечная метацентрическая высота становится отрицательной, а кривая восстанавливающего момента превращается в практически монотонно убывающую, и тогда можно считать, что $\bar{P}_{N_{\text{крит}}} = \bar{P}_{N_{\text{крит}}}^*$.

На основании анализа графиков, аналогичных представленным на рисунке 2.7,а и построенных для различных значений поперечной метацентрической высоты, можно сделать вывод о том, что её повышение увеличивает критическую нагрузку $\bar{P}_{N_{\text{крит}}}$, ведущую к перевороту судна. Нетрудно и количественно оценить этот эффект, который представлен на рисунке 2.8 для случая водоизмещения $D = 42690$ кН. Видно, что критическая сила зависит практически прямо пропорционально от метацентрической высоты. Подобная зависимость может быть получена и для $\bar{P}_{N_{\text{крит}}}^*$.

На основании диаграмм, подобных представленной на рисунке 2.7,б, могут быть построены графики изменения критического значения гидродинамической силы в зависимости от начальной поперечной метацентрической высоты для водоизмещения $D = 78480$ кН, аналогичные рисунку 2.8.

Необходимо заметить, что опрокидывание судна может наступить и при меньших значениях нагрузки, чем это следует из рисунка 2.8, так как само гидродинамическое давление приложено не строго в диаметральной плоскости, и тем самым одновременно с давлением на палубу в носовой оконечности создает и кренящий момент

$$M_{\text{кр}} = P_N \cdot \delta, \quad (2.15)$$

где P_N – гидродинамическая сила, действующая на носовую оконечность, кН;
 δ – отстояние равнодействующей всех сил гидродинамического давления P_N
от диаметральной плоскости, м.

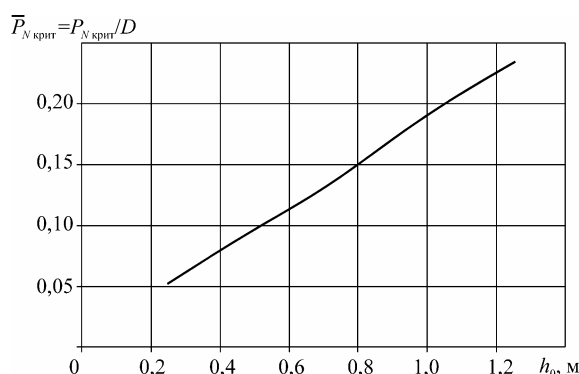


Рисунок 2.8 – Зависимость критической силы от поперечной метацентрической высоты при $D = 42690$ кН

Представленные на рисунке 2.8 значения $P_{N \text{ крит}}$, при которых диаграмма статической остойчивости касается оси абсцисс в точке А, соответствуют опрокидыванию судна при его статическом накрениении под действием бесконечно малого внешнего момента для водоизмещения $D = 42690$ кН. При водоизмещении $D = 78480$ кН и отрицательной начальной поперечной метацентрической высоте восстанавливающий момент практически монотонно убывает с увеличением угла крена, что соответствует опрокидыванию судна под действием малых возмущающих сил. При этом точка касания диаграммы и оси абсцисс, аналогичная точке А, в этом случае отсутствует. В реальной ситуации при захвате волной носовой оконечности судна равнодействующая сил давления будет приложена к палубе в носовой оконечности не строго в диаметральной плоскости, а на некотором расстоянии δ от неё.

Обозначим через $M_{\text{окр}}$ величину кренящего момента, вычисляемого по формуле (2.15), которая соответствует опрокидыванию судна в случае статического нагружения. Величина этого момента определяется из рисунка 2.9 и соответствует горизонтальной прямой, касательной к диаграмме статической остойчивости для данного усилия, действующего на носовую оконечность судна при её захвате волной.

Так, на рисунке 2.9,а соответствующие построения выполнены для $P_N = 0,09 \cdot D$, а на рисунке 2.9,б для $P_N = 0,1 \cdot D$. Тогда величина предельного смещения δ равнодействующей сил давления, при превышении которой судно опрокинется, может быть определена из условия

$$\delta = \frac{M_{\text{ОКР}}}{P_{N\delta}}, \quad (2.16)$$

где $P_{N\delta}$ – значение гидродинамической силы, вызывающее опрокидывание судна при отклонении точки её приложения на величину δ от диаметральной плоскости при статическом приложении, кН.

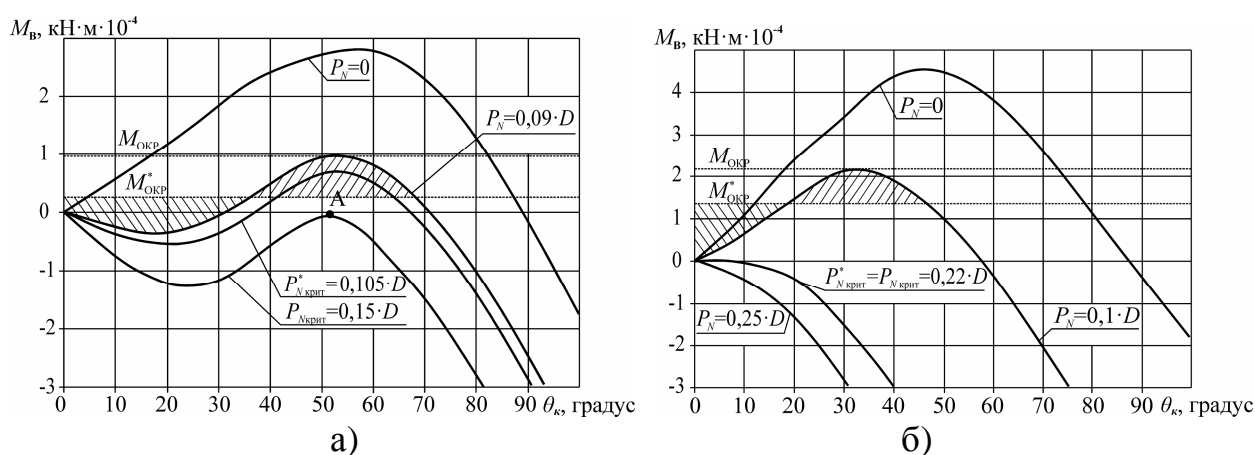


Рисунок 2.9 – Влияние смещения равнодействующей гидродинамических сил от диаметральной плоскости на её критическую величину: а) – при $D = 42690$ кН; б) – при $D = 78480$ кН

При рассмотрении динамической устойчивости судна, первоначально находящегося в прямом положении, предельное значение кренящего момента $M_{\text{ОКР}}^*$, при превышении которого судно опрокинется, можно найти из равенства заштрихованных площадей на рисунке 2.9. В этом случае предельно допустимое смещение точки приложения гидродинамической силы от диаметральной плоскости

$$\delta^* = \frac{M_{\text{ОКР}}^*}{P_{N\delta}^*}, \quad (2.17)$$

где $P_{N\delta}^*$ – значение гидродинамической силы, вызывающее опрокидывание судна при отклонении точки её приложения на величину δ от диаметральной плоскости

при динамическом приложении, кН.

Таким образом, по формулам (2.16) и (2.17) могут быть определены значения допустимого смещения равнодействующей гидродинамических сил для различной их величины. Соответствующие графические зависимости представлены на рисунке 2.10.

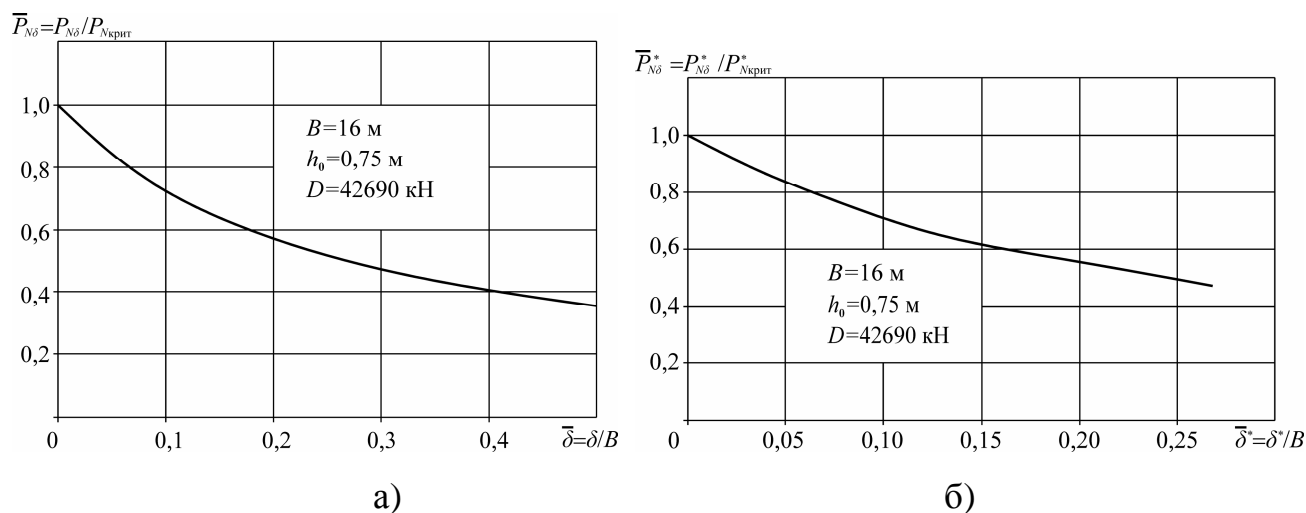


Рисунок 2.10 – Зависимость предельного значения гидродинамической силы от её смещения относительно диаметральной плоскости для водоизмещения

$D = 42690$ кН: а) – при обеспечении статической устойчивости;

б) – при обеспечении динамической устойчивости

Фактическое усилие, при котором судно может потерять поперечную устойчивость, может быть существенно меньше того, что представлено на рисунке 2.8. Исследование статической устойчивости судна показало, в частности, что при водоизмещении $D = 42690$ кН при $\bar{\delta} = 0,25$ (рисунок 2.10,а) к опрокидыванию судна приведет нагрузка, составляющая примерно половину от определенной по графику, представленному на рисунке 2.8. Для водоизмещения $D = 78480$ кН при таком же смещении равнодействующей от диаметральной плоскости эта нагрузка составляет менее $0,4 \cdot \bar{P}_{Nкрит}$.

Рассмотрение динамической устойчивости судна при $D = 78480$ кН показывает, что при $\bar{\delta}^* = 0,25$ фактическая критическая сила, ведущая к опрокидыванию, составляет порядка $0,3 \cdot \bar{P}_{Nкрит}^*$. Для судна с водоизмещением

$D = 42690$ кН (рисунок 2.10,б) при том же смещении равнодействующей динамическая остойчивость обеспечивается при нагрузке, составляющей примерно $0,5 \cdot \bar{P}_{N_{\text{крит}}}^*$. Причём, при малых метацентрических высотах фактическое усилие, при котором судно теряет поперечную остойчивость, составляет весьма малые значения, находящиеся на уровне погрешности определения водоизмещения судов.

Для изучения остойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности были проведены экспериментальные исследования, в рамках которых гидродинамическая сила была приложена в центре тяжести омываемой площади палубы. Хотя данная задача относится к числу динамических, учёт влияния гидродинамических сил на остойчивость судна можно свести к рассмотрению судна, загруженного в носовой оконечности статически приложенной силой. Это позволяет моделировать гидродинамическую силу, приложенную к палубе, при различных площадях омываемой палубы. В реальных условиях нагрузка по палубе распределена неравномерно, кроме того, её интенсивность непрерывно изменяется, но для простоты анализа ситуации будем полагать нагрузку равномерно распределенной и постоянной на каждом этапе нагружения.

Для проведения исследований был спроектирован и изготовлен специальный стенд [249], позволяющий прикладывать нагрузку к палубе в носовой оконечности модели и определять её остойчивость. Испытания проводились для различных водоизмещений модели, соответствующих порожнему судну и судну в полном грузу (рисунок 2.11, где 1 – модель корпуса судна; 2 – мачта с поперечной штангой; 3 – крен-балласт; 4 – вода; 5 – бассейн; 6 – рамка; 7 – неподвижные блоки; 8 – трос; 9 – динамометр; 10 – планка с отверстиями; 11 – линейка; а, b, с, d, е – точки приложения нагрузки к палубе модели судна; А-А, В-В, С-С, D-D, Е-Е – линии, отсекающие погруженную часть палубы при приложении нагрузки в точках а, b, с, d, е соответственно).

Для определения метацентрической высоты судна в процессе захвата волной носовой оконечности на стенде создавался дифферент модели судна на

нос. После установки модели судна с некоторым углом дифферента ψ_0 при помощи системы нагружения производилось определение соответствующей метацентрической высоты h_0 , соответствующей данному дифференту.

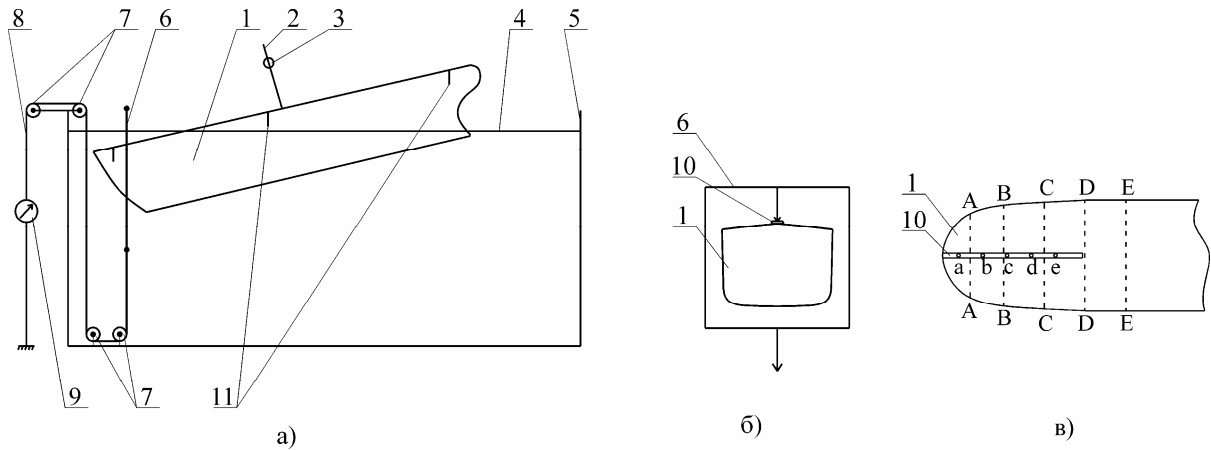


Рисунок 2.11 – Схема стенда для испытания моделей судов

Посадка судна контролировалась по линейкам, установленным с правого и левого бортов в носу, корме и на миделе. Для создания кренящего момента крен-балласт левого или правого борта перемещался по поперечной штанге мачты с поперечной штангой в сторону соответствующего борта на расстояние l_{oi} . Показания снимались с линеек правого и левого бортов $z_{нб}$ и $z_{лб}$ а также величина l_{oi} . Далее крен-балласт возвращался в первоначальное положение к диаметральной плоскости модели судна, а после стабилизации положения модели судна осуществлялось перемещение крен-балласта противоположного борта на величину l_{oi} и запись отсчётов на линейках правого и левого бортов $z_{нб}$ и $z_{лб}$. Эти действия повторялись несколько раз для уменьшения величины случайных погрешностей, а для определения метацентрической высоты использовались известные зависимости, характеризующие начальную остойчивость судна [97].

Разработанный стенд [249] позволил получить диаграммы статической остойчивости для модели судна в условиях захвата волной носовой оконечности. Как и при определении поперечной метацентрической высоты, нагрузка, имитирующая гидродинамическое воздействие при захвате носовой оконечности судна волной, прикладывалась к палубе судна за счёт рамки и системы

нагрузки. Путём изменения величины кренящего момента за счёт перемещения крен-балласта по поперечине находились значения восстанавливающего момента на всем восходящем участке диаграммы статической остойчивости до угла $\theta_{к\max}$ из условия равенства абсолютных величин кренящего и восстанавливающего моментов. При больших углах крена судна линейки выходили из воды, поэтому для замеров углов крена использовался отвес, установленный на мачте судна.

Результаты экспериментальной оценки начальной остойчивости модели БМРТ «Пулковский меридиан» в условиях захвата волной носовой оконечности приведены на рисунке 2.12.

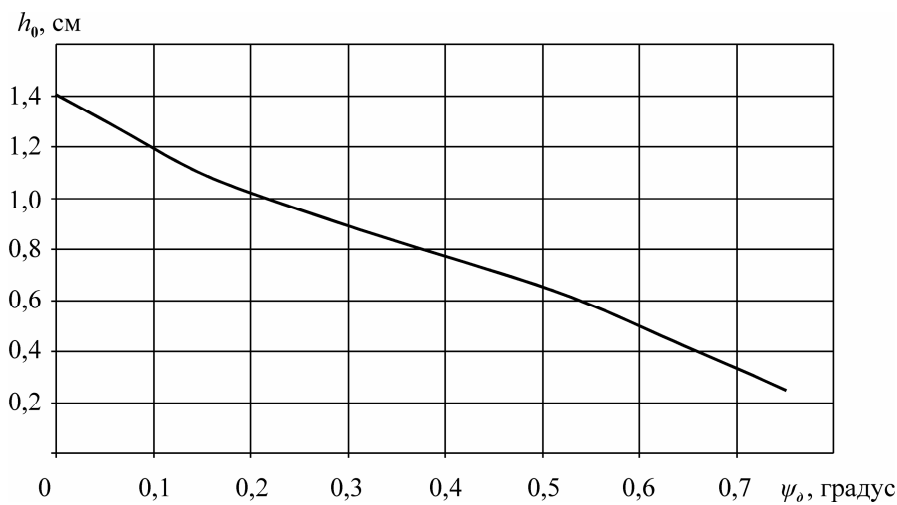


Рисунок 2.12 – Зависимость начальной поперечной метацентрической высоты модели от угла дифферента при захвате волной носовой оконечности

Графическая зависимость на рисунке 2.12 показывает, что при увеличении дифферента судна на нос при захвате волной носовой оконечности метацентрическая высота резко снижается и при угле дифферента $\psi_0 = 1^\circ$ становится отрицательной. Этот факт подтверждает выводы о резком снижении остойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности, полученные расчётным путём.

Исследование остойчивости модели судна проводилось и при больших углах крена (рисунок 2.13). На рисунке 2.14 представлена диаграмма статической остойчивости для модели БМРТ «Пулковский меридиан» в условиях захвата волной носовой оконечности. С увеличением нагрузки, действующей на палубу

судна в условиях захвата носовой оконечности волной, диаграмма статической остойчивости трансформируется, отражая резкое снижение характеристик остойчивости судна. Начальная метацентрическая высота становится отрицательной, и равновесное положение судна будет уже не прямым, а с некоторым углом крена, к тому же максимальные значения восстанавливающего момента резко уменьшаются. Учитывая, что в реальных условиях эксплуатации нагрузка на палубу в носовой оконечности не будет приложена строго в диаметральной плоскости судна вследствие несимметричности обтекания, это приведет к возникновению кренящего момента, который может привести к опрокидыванию судна.

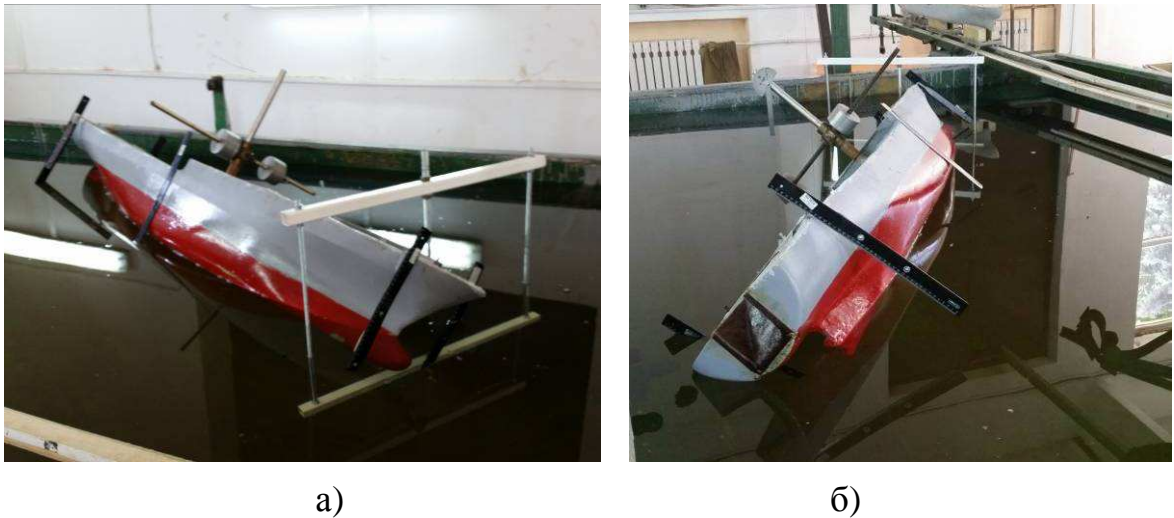


Рисунок 2.13 – Модель судна в процессе испытаний

Изучение полученных экспериментальных кривых показало, что в условиях захвата волной носовой оконечности судна наблюдается резкое снижение его остойчивости. Так, из рисунка 2.12 видно, что при угле дифферента $\psi_\delta \approx 0,8^\circ$ метацентрическая высота модели уменьшается в 7 раз: с 1,4 см до 0,2 см. При дальнейшем увеличении дифферента модели судна её начальная поперечная метацентрическая высота становится отрицательной, и модель получает крен на один из бортов даже при отсутствии действия на нее кренящих моментов.

Представленные на рисунке 2.14 кривые свидетельствуют о том, что в условиях захвата волной носовой оконечности происходит трансформация диаграммы статической остойчивости. Так, уже при $P_N = 0,079 \cdot D$ начальная

стойчивость становится отрицательной, в результате чего даже при отсутствии внешних воздействий на судно оно будет иметь крен около 30° . Если же учесть, что гидродинамическая сила при захвате волной носовой оконечности приложена не строго в диаметральной плоскости судна, то помимо дифферента эта же сила будет приводить и к увеличению угла крена вследствие возникновения дополнительного кренящего момента. Таким образом, опрокидывание может произойти уже при сравнительно малых давлениях на палубу, когда величина результирующей гидродинамической силы составляет всего $\approx 0,13 \cdot D$, что примерно соответствует величине малого груза.

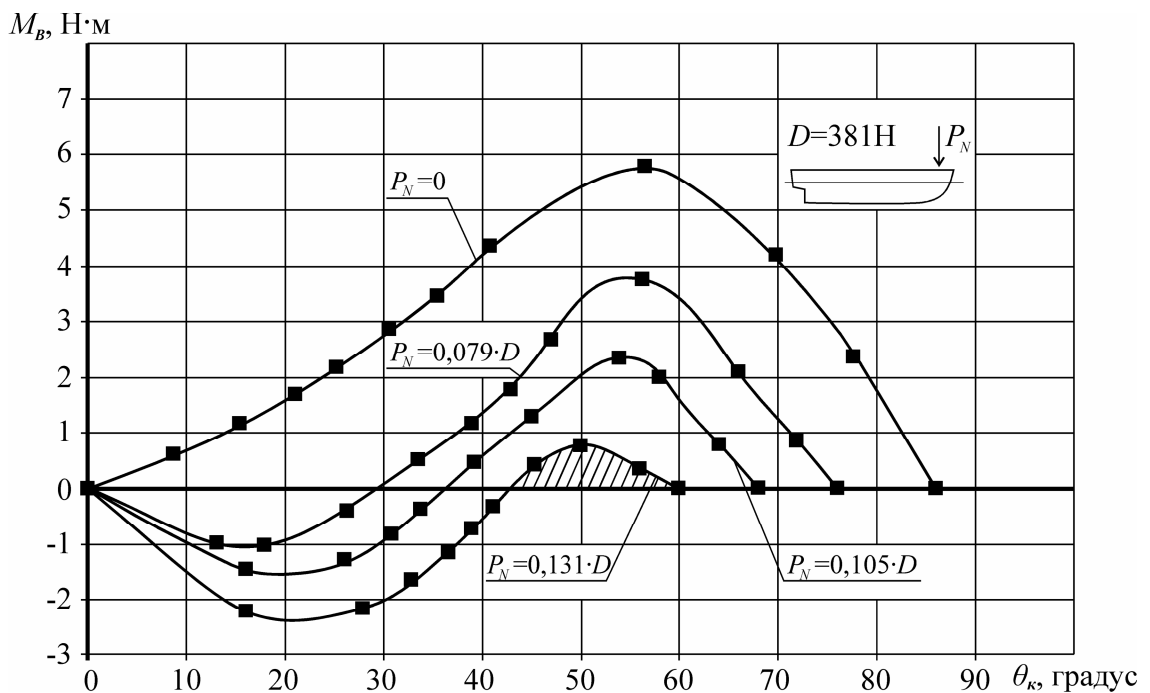


Рисунок 2.14 – Трансформация диаграммы статической устойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности

Следует заметить, что представленные результаты получены для судна на тихой воде, а на волнении будет наблюдаться трансформация диаграммы статической устойчивости за счёт изменения площади ватерлинии. При нахождении судна на гребне волны может наблюдаться резкое снижение его устойчивости даже при отсутствии гидродинамических воздействий на носовую оконечность. Это создает дополнительную опасность опрокидывания, так как в случае действия гидродинамических усилий на носовую оконечность будет наблюдаться дальнейшее снижение устойчивости судна с одновременным ростом

кренящего момента, вызванного отклонением результирующей гидродинамической силы от диаметральной плоскости судна.

2.4 Оценка величины гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в условиях захвата волной носовой оконечности

Величины гидродинамических давлений, действующих на палубу судна в носовой оконечности в условиях её захвата волной, в первом приближении могут быть определены из уравнений килевой и вертикальной качки судна в условиях зарывания носовой оконечности в воду. Для рассмотрения качки судна при движении на встречном волнении, в соответствии с [41], вводится система координат, в которой плоскость $O\xi\eta$ совпадает с невозмущённой поверхностью жидкости, начало координат O движется с постоянной скоростью v , направление оси $O\xi$ совпадает с направлением этой скорости, ось $O\zeta$ направлена вертикально вниз (первая подвижная система координат [41]). В соответствии с [40, 41]:

$$(J_y + \lambda_{55}) \cdot \ddot{\psi}_\delta + v_{55} \cdot \dot{\psi}_\delta + D \cdot H \cdot \psi_\delta = -r_w \cdot [\sigma \cdot b'_1 \cdot \cos(\sigma_k \cdot t) + (\gamma_B \cdot b_1 - \sigma^2 \cdot b''_1) \cdot \sin(\sigma_k \cdot t)]; \quad (2.18)$$

$$\left(\frac{D}{g} + \lambda_{33} \right) \cdot \ddot{\zeta}_g + v_{33} \cdot \dot{\zeta}_g + \gamma_B \cdot S_{БЛ} \cdot \zeta_g - v \cdot \lambda_{33} \cdot \dot{\psi}_\delta - v \cdot v_{33} \cdot \psi_\delta = r_w \cdot [(\gamma_B \cdot a_0 - \sigma^2 \cdot a''_0) \cdot \cos(\sigma_k \cdot t) - \sigma \cdot a'_0 \cdot \sin(\sigma_k \cdot t)]; \quad (2.19)$$

где D – водоизмещение судна, кН;

ζ_g – аппликата центра тяжести судна относительно первой подвижной системы координат, м;

ψ_δ – угол дифферента судна, рад;

J_y – момент инерции массы судна относительно центра тяжести судна, $\text{т} \cdot \text{м}^2$;

g – ускорение силы тяжести, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;

γ_B – удельный вес воды, $\frac{\text{кН}}{\text{м}^3}$;

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

ν_{33} – суммарный коэффициент сопротивления для судна при вертикальной качке, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$;

λ_{55} – суммарная присоединённая масса (присоединенный момент инерции) при килевой качке, $\text{т} \cdot \text{м}^2$;

ν_{55} – суммарный коэффициент сопротивления для судна при килевой качке, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}$;

$S_{\text{вЛ}}$ – площадь ватерлинии судна, м^2 ;

H – продольная метацентрическая высота, м;

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

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

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

v – скорость судна, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

σ – истинная частота волны, с^{-1} ;

σ_k – кажущаяся частота волны, с^{-1} ;

r_w – радиус орбиты на свободной поверхности воды, м.

Эти уравнения позволяют описывать качку судна при малых углах дифферента ψ_δ , когда восстанавливающий момент линейно зависит от ψ_δ . При захвате волной носовая оконечность находится под водой и дальнейшее увеличение угла дифферента будет вести к резкому падению скорости роста восстанавливающего момента с увеличением ψ_δ , причём резко падает и момент

инерции ватерлинии относительно поперечной оси. Тогда гидродинамическое давление будет стремиться еще сильнее увеличить угол дифферента.

Величину гидродинамического давления P_N (см. рисунок 2.3) на носовую оконечность следует определять из условия движения частиц воды в волне по окружности с использованием подхода, представленного в [101].

Считая углы дифферента малыми, можно принять, что синус и тангенс угла дифферента равны самому углу, а косинус угла дифферента приближается к единице. В этом случае с учётом направления осей координат, принятых на рисунке 2.15:

$$V_{OV} = -\dot{\xi}_g - \dot{\psi}_d \cdot \xi_F, \quad (2.20)$$

где ξ_F – координата центра тяжести погруженной площади палубы, отсчитываемая от миделя, м.

Принятая на рисунке 2.15 система координат $O\xi\eta\zeta$ совпадает с упомянутой выше первой подвижной системой координат [41].

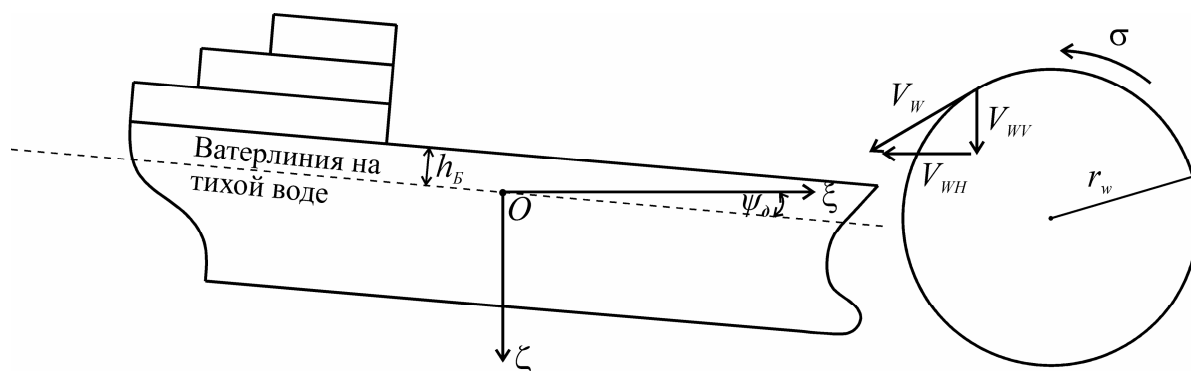


Рисунок 2.15 – Схема движения частиц воды в волне

В соответствии с рисунком 2.15, значения скоростей частиц волны в зависимости от её фазы записываются в виде [308]

$$V_{wV} = \sigma \cdot r_w \cdot \sin\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right); \quad (2.21)$$

$$V_{wH} = -\sigma \cdot r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right), \quad (2.22)$$

где $\xi_w = L/2 - a_{II}$ – координата, отсчитывая от миделя, начиная с которой палуба погружена в воду, м;

σ_k – кажущаяся частота волны, с^{-1} ;

σ – истинная частота волны, с^{-1} ;

λ – длина волны, м;

r_w – радиус орбиты на свободной поверхности воды, м.

Значение ξ_w может быть определено из условия нахождения текущего уровня воды на уровне высоты надводного борта при вертикальной и килевой качке судна

$$h_B - \zeta_g - \psi_\delta \cdot \xi_w + r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) = 0, \quad (2.23)$$

где h_B – высота надводного борта, м.

Подставляя (2.20) и (2.21) в (2.2), а (2.22) в (2.1) с учётом (2.3) получим

$$V_R = \left\{ \left[v - \sigma \cdot r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) \right]^2 + \left[\sigma \cdot r_w \cdot \sin\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) - \zeta_g - \psi_\delta \cdot \xi_F \right]^2 \right\}^{1/2}. \quad (2.24)$$

Теперь нормальная составляющая гидродинамической силы, действующей на носовую оконечность при её обтекании, может быть оценена с использованием формулы (2.4). В первом приближении принимается, что указанная гидродинамическая сила приложена в центре тяжести погруженной площади палубы ξ_F , и при больших значениях коэффициента полноты ватерлинии, проведенной на уровне верхней палубы, в соответствии с [85], дифферентующий момент определяется из выражения

$$M_{\text{диф}} = P_N \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a_{\text{П}}}{2} \right) = P_N \cdot \xi_F. \quad (2.25)$$

Можно считать, что найденная гидродинамическая сила влияет, главным образом, на килевую качку судна и практически не сказывается на его вертикальной качке. Влияние гидродинамической силы на килевую качку судна может быть учтено за счёт уменьшения восстанавливающего момента на величину дифферентующего момента при зарывании судна носом в волну. Уменьшение восстанавливающего момента происходит и за счёт потери площади

ватерлинии и её момента относительно поперечной оси. Эта величина оценивается из выражения

$$\Delta I = I_F + F_{II} \cdot \xi_F^2 \cdot \frac{S_{B/I}}{S - F_{II}}, \quad (2.26)$$

где F_{II} – погруженная в воду площадь палубы, вычисляемая с использованием теоретического чертежа, м²;

$S_{B/I}$ – площадь ватерлинии судна (при отсутствии заливания носовой оконечности), м²;

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

I_F – собственный момент инерции погруженной в воду площади палубы относительно оси, перпендикулярной ДП, м⁴.

В соответствии с [41] можно принять, что продольный метацентрический радиус R приближённо равен продольной метацентрической высоте, т.е. $R \approx H$, поэтому

$$DH_W \approx \gamma_B \cdot (I_y - \Delta I) = \gamma_B \cdot \left(I_y - I_F - F_{II} \cdot \xi_F^2 \cdot \frac{S_{B/I}}{S_{B/I} - F_{II}} \right) \approx DH - \gamma_B \cdot \left(I_F + F_{II} \cdot \xi_F^2 \cdot \frac{S_{B/I}}{S_{B/I} - F_{II}} \right), \quad (2.27)$$

где H_W – откорректированная продольная метацентрическая высота, определяемая с учётом потери площади ватерлинии при погружении носовой оконечности в волну, м;

I_y – момент инерции площади ватерлинии относительно оси, перпендикулярной ДП, м⁴.

Входящие в выражение (2.27) величины I_F и ξ_F рассчитываются на основании данных теоретического чертежа для любой длины погруженного в воду участка палубы, который определяется согласно (2.23)

Подставляя (2.4) в (2.25), а полученное выражение в (2.18), можно получить уравнение килевой качки с учётом (2.27) в следующей форме:

$$\begin{aligned} & (J_y + \lambda_{55}) \cdot \ddot{\psi}_\delta + v_{55} \cdot \dot{\psi}_\delta + D \cdot H \cdot \psi_\delta - \gamma_B \cdot \int_0^{\psi_\delta} \left(I_F + F_{II} \cdot \xi_F^2 \cdot \frac{S_{БЛ}}{S_{БЛ} - F_{II}} \right) \cdot d\psi_\delta - \\ & - \frac{1}{2} C_N \cdot \frac{\gamma_B}{g} \cdot V_R^2 \cdot F_{II} \cdot \xi_F = -r_w \cdot [\sigma \cdot b_1' \cdot \cos(\sigma_k \cdot t) + (\gamma_B \cdot b_1 - \sigma^2 \cdot b_1'') \cdot \sin(\sigma_k \cdot t)]. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Уравнение (2.28) является нелинейными по восстанавливающему моменту. Оно отличается от ранее применявшегося нелинейного модифицированного уравнения Дуффинга, которое использовалось в [216] для описания бортовой качки повреждённого судна на нерегулярном волнении, а в [143] – для исследования динамики судна в бортовой интеллектуальной системе при контроле ситуации, связанной с захватом носовой оконечности судна волной. Уравнение (2.28) совместно с уравнением (2.19) позволяет описать механизм взаимодействия судна с волной при погружении носовой оконечности в воду.

Результаты расчёта продольной качки судна на регулярном волнении по уравнениям (2.19) и (2.28) и значения гидродинамических сил, действующих на носовую оконечность, представлены на рисунке 2.16 и рисунке 2.17,а.

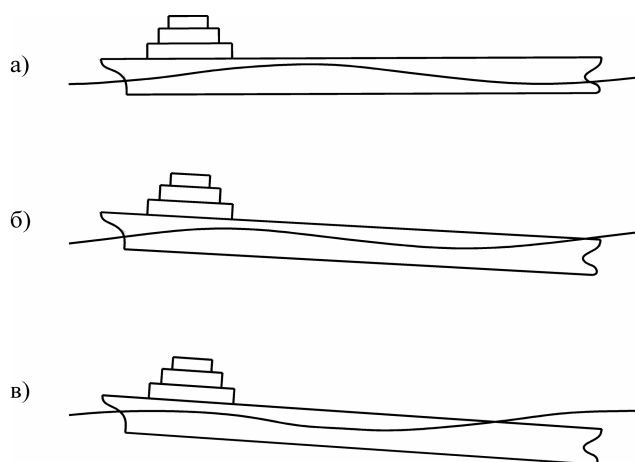


Рисунок 2.16 – Результаты моделирования движения судна на волнении

Расчёт выполнялся для судна, идущего вразрез волне, скорость судна варьировалась. Здесь принимались следующие значения характеристик судна: $L = 110$ м, $B = 15,5$ м, $d = 5,64$ м, $S_{БЛ} = 1260$ м², $J_y = 3247000$ т·м², $R = 172$ м, $D = 50000$ кН, $I_x = 18400$ м⁴, $I_f = 849200$ м⁴, $x_f = -4,52$ м. Величины расчётных гидродинамических давлений на палубу в носовой оконечности представлены на рисунке 2.17,а.

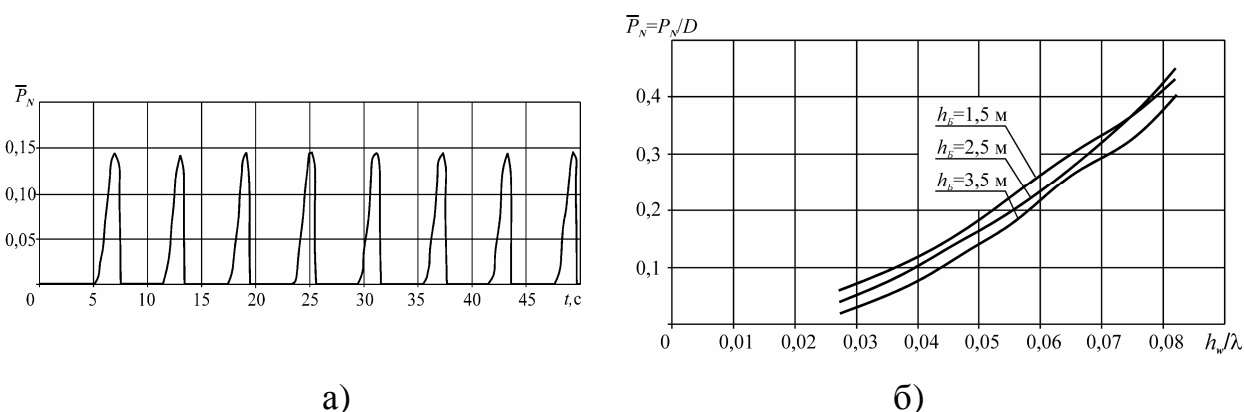


Рисунок 2.17 – Результаты математического моделирования поведения судна в условиях захвата волной носовой оконечности: а) – экстремальные значения гидродинамической силы, действующей на палубу судна; б) – зависимость гидродинамического давления на палубу судна в носовой оконечности от высоты волны

Предложенный упрощённый расчёт гидродинамических нагрузок на регулярном волнении показывает, что их величина может варьироваться в довольно широких пределах $\bar{P}_N = 0,05 \div 0,4$ в зависимости от высоты надводного борта h_B , высоты волны h_w , а также скорости хода судна v (рисунки 2.17 и 2.18).

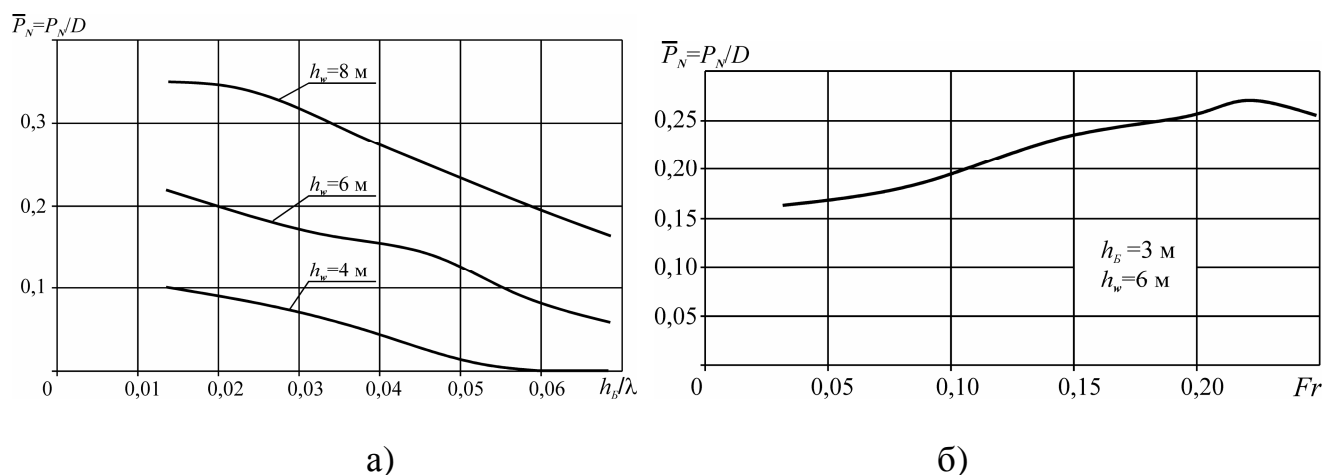


Рисунок 2.18 – Зависимость гидродинамического давления на палубу судна в носовой оконечности при захвате волной: а) – от высоты надводного борта; б) – от скорости хода

Так, при увеличении высоты волны экстремальные значения давлений на палубу в носовой оконечности судна растут (рисунок 2.17,б), а с увеличением высоты надводного борта – падают (рисунок 2.18,а). Увеличение скорости хода

судна с $Fr = 0,03$ до $Fr = 0,22$ приводит к возрастанию давления на палубу примерно с $\bar{P}_N = 0,16$ до $\bar{P}_N = 0,27$ (рисунок 2.18,б).

2.5 Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик носовой оконечности и поведения судна в условиях захвата волной носовой оконечности судна

Входящий в уравнение килевой качки гидродинамический коэффициент C_N зависит от телесности корпуса в носовой оконечности и от надпалубных конструкций в носовой оконечности (фальшборт, кнехты и т.д.). Этот коэффициент был уточнен экспериментально в опытовом бассейне [150].

Для проведения экспериментальных исследований была изготовлена модель в масштабе 1:100. Модель корпуса судна была аналогична представленной в [101], но её длина составляла только половину длины корпуса. Для крепления модели на буксировочной тележке бассейна в процессе изготовления модели в её корпусе был закреплен стержень, длина которого превышает длину носовой оконечности, а для проведения серии испытаний на модель устанавливался фальшборт (рисунок 2.19).



Рисунок 2.19 – Изготовление модели носовой оконечности судна

Учитывая, что доминирующее направление при обтекании носовой оконечности вертикальное, уточнение гидродинамического коэффициента C_N

проводилось при буксировке модели носовой оконечности, закрепленной в вертикальном положении на буксировочной тележке в специальном приспособлении, позволяющем осуществлять поворот модели вокруг продольной оси и замерять три компоненты усилий: продольные P_z , поперечные P_y и кренящий момент $M_{кр}$.

Экспериментальная установка позволяла устанавливать любой угол между плоскостью палубы модели и направлением буксировки. В процессе испытаний угол α_V между палубой модели и перпендикуляром к направлению буксировки варьировался в диапазоне от 0 до 105° . Скорость буксировки V_M составляла от 0,5 до 1,8 м/с. Экспериментальные исследования (рисунок 2.20) проводились для двух вариантов погружения носовой оконечности в воду L_1 , а именно для $L_1 = L_M / 4$ и $L_1 = L_M / 3$, где L_M – длина модели судна.



Рисунок 2.20 – Буксировка модели носовой оконечности судна

Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунке 2.21 и рисунке 2.22. На рисунке 2.22,б представлена зависимость относительного значения гидродинамического коэффициента сопротивления от скорости буксировки

$$C_{NO} = C_{N\Phi} / C_{NI}, \quad (2.29)$$

где $C_{N\Phi}$ – коэффициент сопротивления для носовой оконечности с фальшбортом;

C_{NI} – коэффициент сопротивления для носовой оконечности без

фальшборта.

Результаты экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Значения гидродинамических давлений, действующих на палубу судна в носовой оконечности, находятся на уровне, существенно превышающем тот, при котором происходит обнуление поперечной метацентрической высоты судна и существенная трансформация диаграммы статической остойчивости, и в отдельных случаях (при скорости обтекания модели $V_M = 1,8 \text{ м/с}$) достигают $\bar{P}_z = P_z / D = 0,8$.

2. В процессе обтекания носовой оконечности возникает и поперечная гидродинамическая сила, значение которой достигает максимальной величины $\bar{P}_y = P_y / D = 0,375$ при крене $15-30^\circ$ для моделей с фальшбортом и $\bar{P}_y = 0,33$ также при углах $15-30^\circ$ для моделей без фальшборта.

3. При обтекании носовой оконечности потоком жидкости на неё действует кренящий момент, причем во всем диапазоне крена α_V от 0 до 80° этот кренящий момент положителен и достигает своего максимального значения при $\alpha_V = 20 \div 30^\circ$.

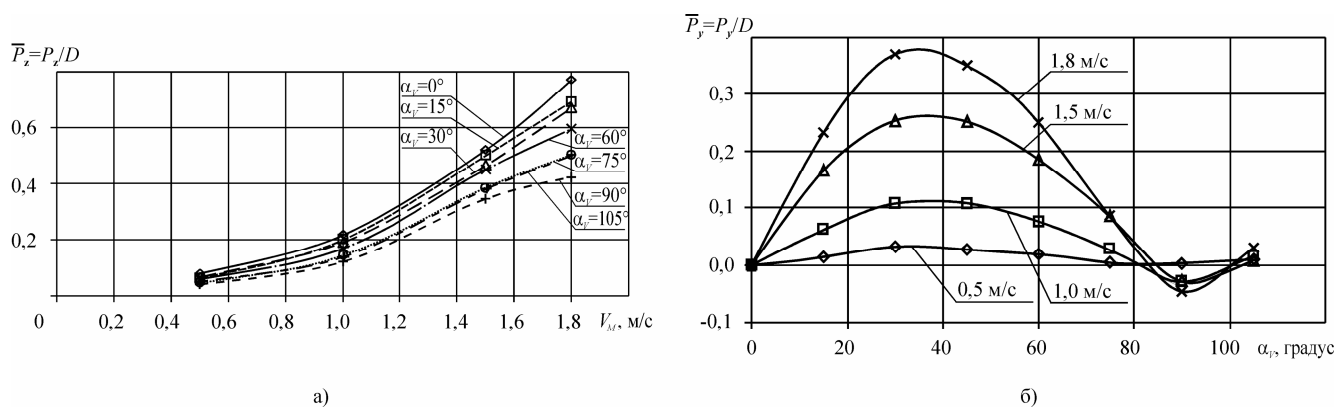


Рисунок 2.21 – Гидродинамические силы, возникающие при обтекании носовой оконечности: а) – продольные; б) – поперечные

В процессе эксперимента было уточнено значение гидродинамического коэффициента C_N , входящего в уравнения (2.4) и (2.28) и доказано отрицательное влияние фальшборта на безопасность судна в условиях захвата волной носовой

оконечности, т.к. наличие фальшборта приводит к существенному росту гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна.

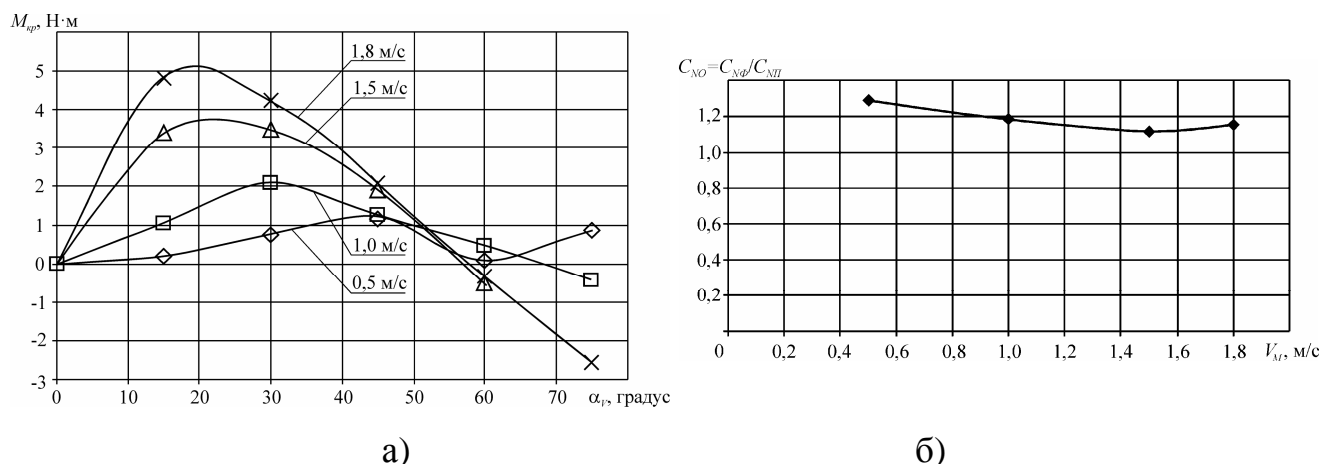


Рисунок 2.22 – Результаты испытаний носовой оконечности:

а) – гидродинамический момент, возникающий при обтекании; б) – зависимость гидродинамического коэффициента от скорости буксировки

На основании уточнённых значений гидродинамического коэффициента C_N представляется возможным оценить величину гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в условиях захвата волной носовой оконечности.

Выполним оценку величины гидродинамических давлений на палубу судна в условиях захвата волной носовой оконечности для двух значений гидродинамического коэффициента C_N , соответствующих обтеканию носовой оконечности без фальшборта и носовой оконечности с фальшбортом. Результаты расчёта представлены на рисунке 2.23.

Анализ результатов расчёта показывает существенное влияние гидродинамического коэффициента на величину нагрузок, действующих на палубу судна при захвате волной носовой оконечности. Так, для модели судна без фальшборта максимальное значение гидродинамической силы составляет $\bar{P}_N \approx 0,14$, а при наличии фальшборта доходит до $\bar{P}_N \approx 0,16$, т.е. увеличение составляет более 10% по сравнению с вариантом без фальшборта. Это свидетельствует о целесообразности установки в носовой оконечности предложенного в настоящей работе фальшборта с поворотными секциями (см. параграф 2.10) или леерного ограждения.

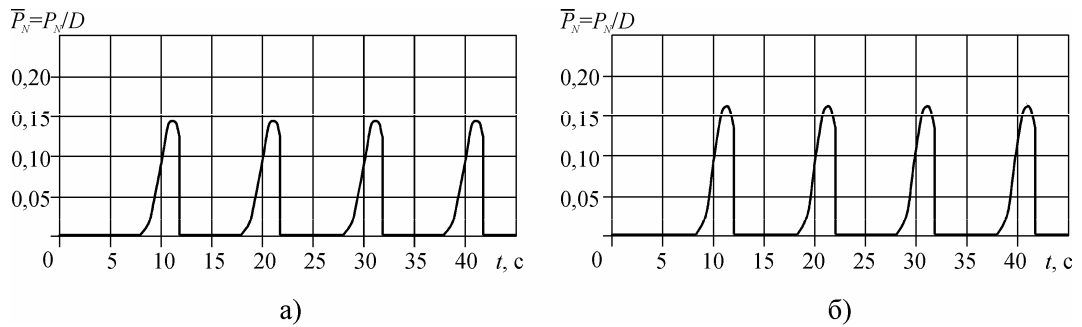


Рисунок 2.23 – Результаты расчёта гидродинамических усилий при различных значениях коэффициента C_N : а) – носовая оконечность без фальшборта; б) – носовая оконечность с фальшбортом

Величины экстремальных давлений имеют порядок $\bar{P}_N \approx 0,09 \div 0,16$ и находятся на уровне величины малого груза. Сравнение этих значений с величинами нагрузки на носовую оконечность, ведущими к резкой трансформации диаграммы статической остойчивости, представленными в параграфе 2.3 и полученными расчётным и экспериментальным путём [97], показывает, что они достигают той опасной величины, при которой возможно опрокидывание судна.

Для экспериментального исследования данного явления были проведены испытания самоходной модели в опытовом бассейне научно-исследовательского центра судостроения КГТУ [103]. Целью экспериментального исследования являлась проверка возможности реализации эффекта создания гидродинамического давления на палубе в носовой оконечности, приводящего к опрокидыванию судна.

При моделировании качки судна в соответствии с [40] обеспечивалось геометрическое, кинематическое и динамическое подобие. Геометрическое подобие обеспечивалось пропорциональностью сходственных размеров судна и модели. Для проведения эксперимента была изготовлена базовая самоходная модель в масштабе 1:100 по чертежу реального танкера длиной 168 метров с тем лишь отличием, что палуба в носовой оконечности была принята плоской на уровне высоты надводного борта на миделе. Все размеры модели получались из

соответствующих размеров судна путём умножения на постоянный множитель $k_M = 0,01$, т.е.

$$\frac{L_M}{L_H} = k_M, \quad (2.30)$$

где L_H – любой характерный линейный размер натуре;

L_M – соответствующий линейный размер модели;

k_M – масштаб модели.

Условие кинематического подобия двух стационарных потоков, обтекающих модель и натурное судно, выполняется в том случае, когда скорости обтекания в сходственных точках модели находятся в том же отношении, что и натуре [40]

$$\left(\frac{v_{нос}}{v_{корма}} \right)_M = \left(\frac{v_{нос}}{v_{корма}} \right)_H, \quad (2.31)$$

где $v_{нос}$ – скорость обтекания в районе носа;

$v_{корма}$ – скорость обтекания в районе кормы (индексы «м» и «н» относятся к модели и натуре соответственно).

Для обеспечения динамического подобия согласно [41] необходимо достичь равенства чисел Фруда и Струхаля модели и натуре

$$Fr_M = \frac{v_M}{\sqrt{g \cdot L_M}} = Fr_H = \frac{v_H}{\sqrt{g \cdot L_H}}, \quad (2.32)$$

$$Sh_M = \frac{\omega_M \cdot L_M}{v_M} = Sh_H = \frac{\omega_H \cdot L_H}{v_H}, \quad (2.33)$$

где v_M и v_H – скорости модели и натурального судна;

L_M и L_H – длина модели и натурального судна;

ω_M и ω_H – собственная частота колебаний модели и натурального судна.

Технология изготовления модели состояла в следующем. По теоретическому чертежу танкера в масштабе 1:100 сначала выпиливались шпангоуты из фанеры. Затем на плоском столе (стапеле) выставлялись и закреплялись все шпангоуты килем вверх в соответствии с теоретической шпацией. В продольном направлении все шпангоуты перевязывались

продольными связями, установленными в районе вертикального киля и бортов и палубы (рисунок 2.24,а).



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 2.24 – Изготовление самоходной модели судна

В образовавшиеся ячейки между шпангоутами и продольными связями по бортам и днищу клеивались пластины пенопласта, которые после просушки обрабатывались на копировально-фрезерном станке Kempf&Remmers и дорабатывались заподлицо со шпангоутами (рисунок 2.24,б,в,г). Для обеспечения водонепроницаемости и жёсткости корпус модели обклеивался стеклотканью. После полимеризации связующего состава модель была загрунтована и окрашена (рисунок 2.24,д,е). После просушивания корпус модели отделили от плоского стола (стапеле) и перевернули килем вниз для монтажа двигательной установки, штанги с грузами и балласта, моделирующего условия загрузки судна.

Движение модели обеспечивалось при помощи коллекторного электродвигателя 775 серии с рабочим напряжением 12 вольт, который обеспечивал максимальное количество оборотов вала, равное 4500 об/мин. На валу двигателя за корпусом был установлен четырёхлопастной винт диаметром 60 мм. Питание электродвигателя осуществлялось от аккумулятора LiPo 4200 mAh 11,1V. В модели был установлен приемник для передатчика FLYSKY, к которому были подключены сервомашинка и регулятор скорости. Сервомашинка воздействовала через систему тяг на руль модели, а регулятор скорости на обороты двигателя и его реверс.

Моделирование момента инерции масс модели относительно поперечной оси осуществлялось путём раскачки модели на специальном стенде. Контроль скорости хода модели на волнении осуществлялся путём замера времени прохождения мерного участка. Для возможности вариации метацентрической высоты модели на ней была установлена специальная мачта с закреплённой на ней штангой (рисунок 2.25). Перемещая по высоте мачты штангу, представлялось возможным изменять метацентрическую высоту, контроль которой осуществлялся по периоду качки модели судна.

Перед началом испытаний модель находилась на исходной позиции в конце бассейна. Затем задавался выбранный режим регулярного волнения, который контролировался датчиком-волнографом. После того, как режим волнения устанавливался, начиналось движение самоходной модели на встречном

волнении. Главное условие, которое необходимо достичь в процессе испытаний, это процесс заливания волной носовой оконечности модели судна. Поведение модели на волнении фиксировалось видеосъемкой (рисунок 2.26).

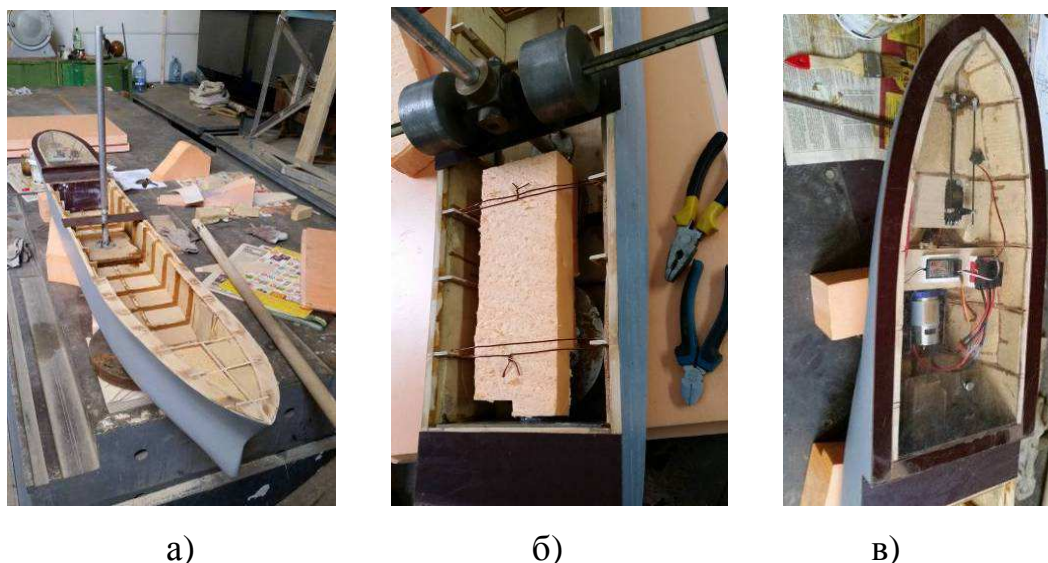


Рисунок 2.25 – Подготовка модели к испытаниям: а) – установка мачты; б) – укладка балласта; в) – монтаж двигателя

Из рисунка 2.26 видно, как развивается аварийная ситуация при заливании водой носовой оконечности судна при высоте волны $h_w = \frac{L_M}{20} \approx 0,08$ м, где L_M – длина модели судна. Испытания, показанные на рисунке 2.26, проводились на модели в полном грузу, когда высота надводного борта минимальна. Удар волны по палубе в носовой оконечности судна с её последующим обтеканием потоком жидкости создает гидродинамическое давление, равнодействующая которого смещена от диаметральной плоскости судна, что вызывает появление кренящего момента, приводящего к возникновению определённого угла крена. Угол крена постепенно увеличивается, приводя в итоге к опрокидыванию модели судна.

Следует иметь в виду, что при возникновении гидродинамического импульса метацентрическая высота падает почти до нулевых значений а период бортовых колебаний возрастает. Но поскольку действие импульса давления ограничено по времени, то судно может не опрокинуться под воздействием одного импульса давления (при этом давление должно быть слишком большим).

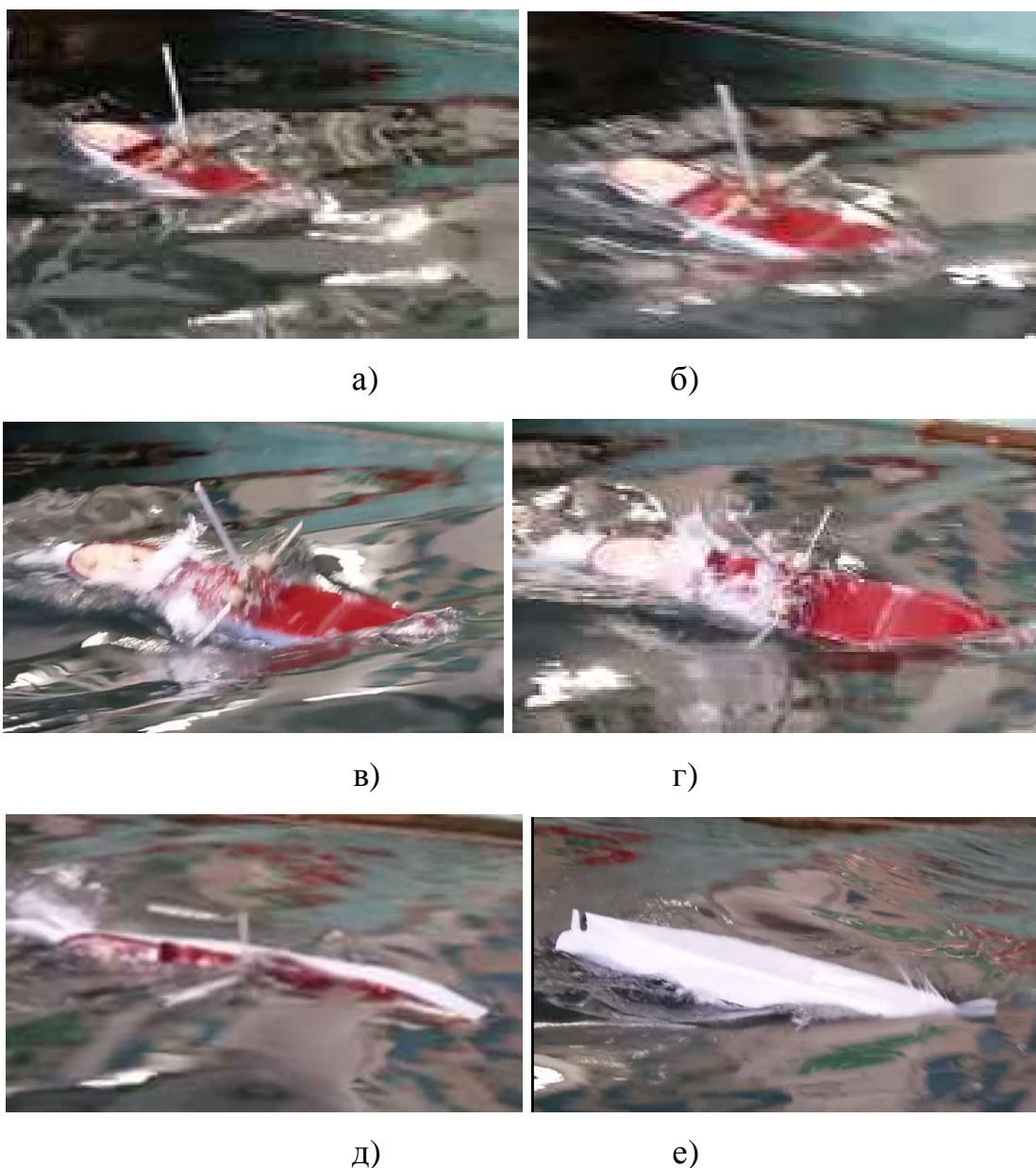


Рисунок 2.26 – Этапы развития аварийной ситуации, связанной с опрокидыванием модели судна на встречном волнении при залипании носовой оконечности

В этих условиях, когда модель не возвращается в первоначальное положение после воздействия импульса, процесс нарастания крена будет являться результатом воздействия нескольких гидродинамических импульсов на палубу в носовой оконечности.

В процессе эксперимента зафиксировано явление потери устойчивости за счёт постоянного увеличения угла крена судна вследствие воздействия на носовую оконечность серии гидродинамических импульсов при её многократном погружении в воду. Это возможно, если крен судна после воздействия первого

гидродинамического удара не устраняется полностью, тогда последующий гидродинамический удар приводит к увеличению остаточного угла крена на ещё больший угол. Процесс продолжается до тех пор, пока увеличение угла крена не приведёт к опрокидыванию судна. Аналогичная ситуация, связанная с накоплением угла крена и опрокидыванием судна под действием нескольких последовательно воздействующих на него волн, описана в [214] применительно к попутному волнению. Так, при испытании крупномасштабных моделей на естественном волнении наблюдалось их опрокидывание под воздействием пакетов волн одинаковой длины, причем под действием каждой последующей волны крен модели нарастал [214].

При движении на встречном волнении это возможно в случае, если за четверть периода бортовой качки к носу судна подходит следующая волна и вызывает обтекание носовой оконечности, т.е. если выполняется условие

$$\frac{\tau_{\theta}}{4} > \frac{L}{v + c_w}, \quad (2.34)$$

где τ_{θ} – период бортовой качки судна, с;

L – длина судна, м;

v – скорость судна, м/с;

c_w – скорость бега волны, м/с.

Используя известную формулу для периода бортовой качки судна [40] можно определить значение начальной поперечной метацентрической высоты судна из условия предотвращения отмеченного выше накопления угла крена. Период бортовой качки вычисляется из условия [40]

$$\tau_{\theta} = \frac{C_h \cdot B}{\sqrt{h_0}}, \quad (2.35)$$

где B – ширина судна, м;

h_0 – поперечная метацентрическая высота, м;

C_h – коэффициент, принимающий для большинства морских судов значения $0,71 \div 0,87$, $\text{с} \cdot \text{м}^{-0,5}$ [40].

Если длину расчётной волны считать равной длине судна, то из (2.34) и (2.35) определяется минимально допустимое значение поперечной метацентрической высоты, при которой обеспечивается безопасность судна в рассмотренной выше ситуации

$$h_0 = \left[\frac{C_h \cdot B}{4} \left(\frac{v}{L} + \frac{1,25}{\sqrt{L}} \right) \right]^2. \quad (2.36)$$

Здесь учтена зависимость [41] между скоростью бега волн и длиной волны

$$c_w \approx 1,25\sqrt{\lambda}. \quad (2.37)$$

Использование формулы (2.36) при назначении начальной поперечной метацентрической высоты позволяет избежать опрокидывания судна в рассмотренной выше ситуации, однако её нормирование является отдельной самостоятельной задачей исследования, выходящей за рамки настоящей работы.

Результаты экспериментальных исследований поведения модели на волнении в опытовом бассейне подтвердили возникновение гидродинамических нагрузок при движении судна на развитом встречном волнении с заливанием носовой оконечности с последующей потерей остойчивости судна.

В процессе испытаний самоходной модели на волнении ускорения её носовой оконечности контролировались при помощи датчика ускорений. Результаты замеров и расчёта по представленной выше методике представлены на рисунке 2.27, где a_g – вертикальное ускорение.

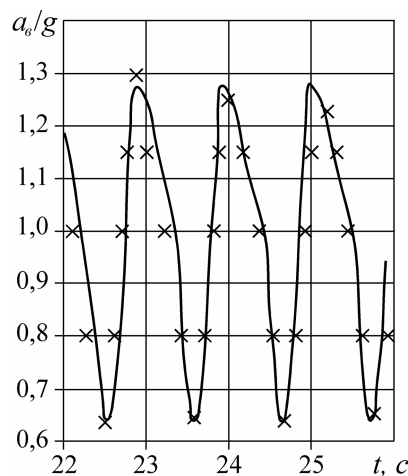


Рисунок 2.27 – Результаты расчётного и экспериментального определения ускорений носовой оконечности модели судна

Из рисунка следует, что предложенная методика адекватно описывает поведение модели на развитом встречном волнении в условиях захвата носовой оконечности судна волной, что позволяет рекомендовать данную методику для практического применения [318]. В частности, данная методика может быть использована при расчёте общей прочности корпусов судов в условиях захвата волной носовой оконечности, что представлено в следующем параграфе.

2.6 Обеспечение безопасности судов в процессе эксплуатации в условиях захвата волной носовой оконечности

Гибель судов в штормовом море привела ряд исследователей к созданию судов с новой архитектурой в носовой оконечности. Это такие типы судов, как X-bow, эсминец типа Zumwalt и автомобильно-пассажирский паром ЦМКБ «Алмаз» (рисунки 2.28–2.30). Не углубляясь в причины создания подобных типов судов, нужно сразу отметить, что и они не лишены недостатков. Так, у X-bow все навигационное оборудование и практически все жилые помещения расположены в носовой части, где условия обитаемости не самые лучшие, так как при качке на развитом волнении и скорости, и ускорения слишком большие. Второй тип судна Zumwalt из-за скошенных бортов имеет плохую поперечную остойчивость, улучшая которую за счёт увеличения поперечной метацентрической высоты приходим к резкой качке и, следовательно, к ухудшению условий обитаемости.



Рисунок 2.28 – Судно «Bourbon Orca» с завалом борта в носовой оконечности



Рисунок 2.29 – Эсминец типа Zumwalt

Наиболее интересна архитектура проекта автомобильно-пассажирского парома в носовой оконечности, предложенная ЦМКБ «Алмаз», гармонично решающая проблемы эстетики и гидродинамики. Необходимо лишь обеспечить прочность надпалубных строений в носовой оконечности на уровне прочности корпуса. Существуют и другие проекты судов, где проектанты, скорее интуитивно или по соображениям эстетики, пытались избавиться от плоских участков палуб в носовой оконечности, на которых и развиваются гидродинамические силы при захвате волной их носовой оконечности [7, 303].



Рисунок 2.30 – Автомобильно-пассажирский паром «Алмаз-100»

Можно предложить и другие варианты конструктивного оформления судов в носовой оконечности. Такие новые конструктивные решения, не имеющие аналогов в мировой практике, будут рассмотрены ниже в параграфе 2.10.

Однако возникает вопрос об обеспечении безопасности уже находящихся в эксплуатации судов, имеющих традиционную архитектуру в носовой оконечности, т.е. содержащих плоские участки палуб. В таком случае уточнение величины гидродинамического давления позволяет предложить алгоритм действий по обеспечению безопасности судна, находящегося в условиях захвата волной носовой оконечности.

1. Следует выполнить моделирование динамики судна на развитом встречном волнении и с использованием подходов, изложенных в параграфе 2.4.

2. По результатам моделирования согласно п.1 необходимо определить величины гидродинамических давлений на палубу судна в носовой оконечности и соответствующие им точки приложения равнодействующей гидродинамических сил, а также значения длины палубы, погруженной в воду.

3. На основании теоретического чертежа судна следует найти центр тяжести погруженной в воду площади палубы судна. В первом приближении можно принять, что точка приложения результирующей гидродинамической силы находится в центре тяжести погруженной площади палубы.

4. Для полученной выше величины гидродинамической нагрузки, точки её приложения и длины погруженной части палубы судна нужно построить эпюру дополнительного изгибающего момента в соответствии с параграфом 2.2 и определить координаты её экстремума.

В Правилах Регистра [267] предусмотрено определение динамического изгибающего момента от гидродинамических ударов в развары бортов и по днищу (слеминг, выпинг). Если динамический изгибающий момент, вызванный захватом волной носовой оконечности судна, будет меньше по абсолютной величине, чем динамический изгибающий момент, определенный в соответствии с [267] п. 1.4.5, то дополнительный учёт этого момента не требуется, т.к. динамический момент, определенный в Правилах Регистра [267], уже все учитывает.

Рассматривая дополнительный динамический изгибающий момент, вызванный захватом волной носовой оконечности судна (рисунок 2.31), можно

констатировать, что он может быть выше динамического изгибающего момента, вызванного ударами волн в развалы бортов и определяемого в соответствии с п. 1.4.5 [267], и находится в некоторых случаях на уровне волнового изгибающего момента, определяемого в соответствии с п. 1.4.4 [267] (таблица 2.1). При этом палуба будет находиться в растянутом состоянии от совместного действия волнового изгибающего момента и дополнительного момента, вызванного гидродинамическими силами, генерируемыми на палубе в носовой оконечности в процессе захвата волной носовой оконечности судна. Если момент на тихой воде будет вызывать растяжение палубы, то максимальный изгибающий момент будет определяться алгебраической суммой всех трёх моментов, вызывающих растяжение палубы. Не исключена ситуация (например, случай, представленный на рисунке 2.31,а), когда палуба судна будет сжиматься в результате действия дополнительного изгибающего момента, что обусловлено избытком сил поддержания при погружении носовой оконечности судна в волну и небольшой скоростью обтекания палубы.

Таблица 2.1 – Расчётные изгибающие моменты в корпусе судна

№ п/п	Длина судна L , м	Волновой изгибающий момент M_w , кН·м		Изгибающий момент от ударов волн в развал бортов M_F , кН·м	Дополнительный изгибающий момент при захвате волной носовой оконечности M_{don} , кН·м
		При перегибе	При прогибе		
1	110	$1,53 \cdot 10^5$	$-2,06 \cdot 10^5$	$-1,34 \cdot 10^4$	$2,4 \cdot 10^4$
2	168	$8,49 \cdot 10^5$	$-9,53 \cdot 10^5$	$-1,63 \cdot 10^5$	$2,6 \cdot 10^5$

Данное явление не учитывается в нормативных документах РМРС, что в условиях захвата может приводить к тому, что даже при удовлетворении требований пунктов 1.4.6.2 и 1.4.6.4 прочность корпуса в условиях захвата волной

носовой оконечности может быть не обеспечена. Для приведения требований к прочности в соответствие с реальным механизмом взаимодействия судна с внешней средой необходимо помимо моментов от удара волн в развал бортов учитывать и дополнительный изгибающий момент, вызванный захватом волной носовой оконечности судна. Данные требования могут быть сформулированы аналогично п. 1.4.6.2, как представлено ниже.

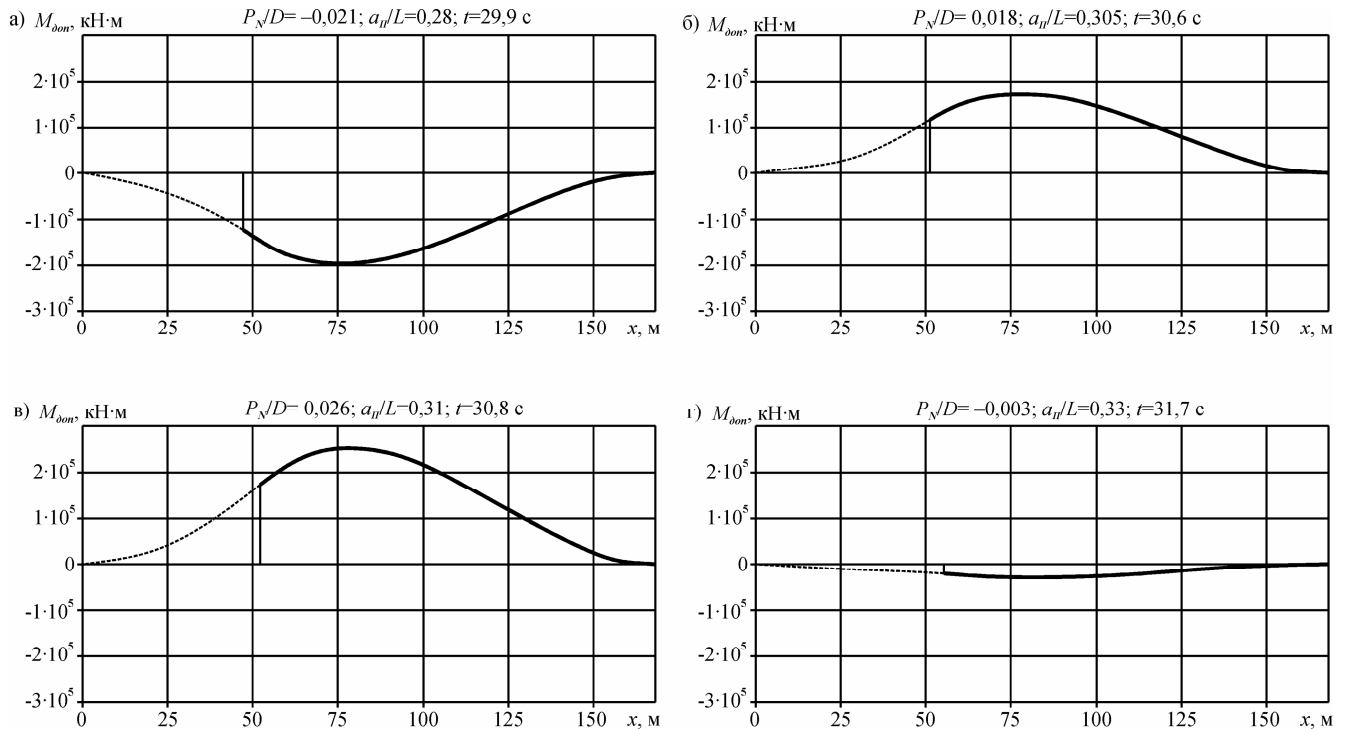


Рисунок 2.31 – Изменение дополнительного изгибающего момента при захвате волной носовой оконечности судна ($\lambda = 200 \text{ м}$, $h_w = 8 \text{ м}$)

Момент сопротивления W , см^3 , рассматриваемого поперечного сечения корпуса судна, для которого учитывается изгибающий момент от захвата волной носовой оконечности, должен быть не менее определяемого по формуле

$$W = \frac{M_T}{\sigma_0} \cdot 10^3, \quad (2.38)$$

где $M_T = |M_{sw} + M_w + M_{дон}|$ – расчётный изгибающий момент, $\text{кН}\cdot\text{м}$, в рассматриваемом сечении, равный максимуму абсолютной величины алгебраической суммы составляющих моментов M_{sw} , M_w и $M_{дон}$ в данном сечении;

M_{sw} – наибольший перегибающий изгибающий момент на тихой воде в рассматриваемом сечении или наименьший прогибающий момент, если в данном сечении действуют только прогибающие моменты, кН·м;

M_w – волновой изгибающий момент, вызывающий перегиб судна (см. пункт 1.4.4);

M_{don} – дополнительный изгибающий момент в данном сечении, вызванный гидродинамическими нагрузками, действующими на палубу судна при захвате волной носовой оконечности, определяемый в соответствии с параграфом 2.2 настоящей работы;

$$\sigma_0 = \frac{175}{\eta}, \text{ МПа};$$

η – коэффициент использования механических свойств стали.

Выполнение этих условий позволит обеспечить общую прочность судна при захвате волной носовой оконечности, но в таком случае судно может погибнуть вследствие потери остойчивости, поэтому только повышение прочности корпуса не позволит обеспечить безопасность мореплавания.

Таким образом, для обеспечения безопасности судов в ситуации захвата волной носовой оконечности следует:

– либо обратить внимание на назначение начальной поперечной метацентрической высоты на уровне (2.36), что может потребовать пересмотра требований к остойчивости и корректировки соответствующих разделов Правил Регистра (в частности, п. 2.3 [268]), однако это требует проведения масштабных исследований и является отдельной самостоятельной задачей, выходящей за рамки настоящей работы;

– либо конструктивно снижать величину гидродинамических давлений, действующих на носовую оконечность судна в условиях её захвата волной.

Для судна, находящегося в условиях захвата на расчётном волнении и имеющего давление на палубу $\bar{P}_N = P_N / D$, необходимая начальная поперечная метацентрическая высота h_0 для обеспечения его остойчивости может быть

определена в соответствии с рисунком 2.8 (назначение этой высоты является отдельной самостоятельной задачей исследования). После повышения метацентрической высоты до требуемого уровня необходимо в обязательном порядке удовлетворить и условиям прочности в соответствии с формулой (2.38). Повышение поперечной метацентрической высоты может быть осуществлено путём ограничения приёма груза, что дополнительно приведет к уменьшению заливаемости вследствие увеличения высоты надводного борта, но это не всегда экономически целесообразно. Так, либо все трюма могут быть загружены не полностью для понижения центра тяжести груза (такой прием уже давно применяется судоводителями), либо часть трюмов может оставаться незагруженной. Первое, однако, не применимо для танкеров из-за возникновения свободной поверхности жидкости. Следует иметь в виду, что чрезмерное увеличение поперечной метацентрической высоты является неприемлемым из-за ухудшения условий обитаемости на судне.

Если остойчивость судна в условиях захвата волной носовой оконечности обеспечивается путём повышения поперечной метацентрической высоты, то этим можно и ограничиться. В противном случае необходима разработка конструктивных мероприятий, направленных на уменьшение гидродинамических давлений на палубу судна в носовой оконечности и ограничение заливаемости, в частности, за счёт изменения геометрии в носовой оконечности, установки крыльевых систем и т.д.

Как уже отмечалось выше, результаты исследования дополнительного динамического изгибающего момента получены при изучении качки судов в условиях заливания их носовой оконечности, и, в конечном счёте, захвате её волной с расчётной высотой, равной $h_w \approx \frac{L}{20}$. В реальных условиях эксплуатации высоты волн могут быть существенно больше (см. параграф 2.9), что создает определенную проблему с обеспечением безопасности мореплавания судов с традиционной архитектурой в носовой оконечности.

2.7 Совершенствование нормирования общей прочности корпусов морских судов

Согласно Правилам Регистра [267], волновой изгибающий момент определяется в зависимости от главных размерений судна, коэффициента общей полноты, положения сечения корпуса по длине судна, а также волнового коэффициента, характеризующего воздействие на корпус судна со стороны моря и определяемого в зависимости от длины судна.

Данный подход представляет собой модифицированный метод статической постановки судна на волну, предложенный еще в 1874 году Э. Ридом. В более современных нормах прочности [221] осуществлялась статическая постановка судна на волну длиной, равной длине судна и высотой $1/20$ длины, при этом дополнительно учитывались динамические изгибающие моменты от волнения. В нормативных документах [222, 279] при определении волнового изгибающего момента учитывается отличие давления в волне от гидростатического (эффект Смита), влияние скорости судна на волнении и т.д. Но в процессе эксплуатации возникают и другие силы, вызывающие изгиб корпуса (см. параграф 2.6), которые не учитываются Правилами классификационных обществ, в частности [267], что подтверждает гибель судов от потери общей прочности [340, 360].

Качка судов на нерегулярном волнении иногда приводит к случаям, когда до одной трети корпуса в носовой оконечности уходит под воду в условиях захвата волной носовой оконечности. Захват волной носовой оконечности судна не только создает большой динамический изгибающий момент, что было рассмотрено в параграфе 2.6, но и трансформирует эпюру изгибающего момента и перерезывающей силы по всей длине корпуса судна. Эта трансформация сводится к смещению экстремума изгибающего момента в сторону захвата (т.е. носа, в отдельных случаях может иметь место смещение в сторону кормы, если будет реализован случай захвата волной кормовой оконечности судна на попутном волнении). На рисунке 2.32,а представлена трансформация эпюры изгибающих моментов на тихой воде, полученная путём приложения к носовой оконечности гидродинамических сил различной величины (P – гидродинамическая сила,

действующая на носовую оконечность в условиях её захвата волной; D – весовое водоизмещение судна). Экстремум смещается на 6-й теоретический шпангоут, т.е. находится на границе средней части судна, определяемой РМРС [267]. При рассмотрении данной задачи в динамике с учётом волнового изгибающего момента и моментов, обусловленных силами инерции, эпюра изгибающих моментов может трансформироваться ещё сильнее.

На рисунке 2.32,б представлена трансформация эпюры перерезывающих сил, которая показывает, что экстремальные её значения находятся на уровне второго – третьего теоретического шпангоута.

Возникающая при захвате волной гидродинамическая сила будет приводить к росту дифферента судна на нос, при этом возможен выход кормовой оконечности судна из воды [106], что приведет к исчезновению сил поддержания в этом районе корпуса, и кормовая оконечность будет находиться под действием только весовой нагрузки. Шпации, вышедшие из воды не полностью, также существенно потеряют силы поддержания, в результате чего значительные неуравновешенные силы будут нагружать корпус судна.

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

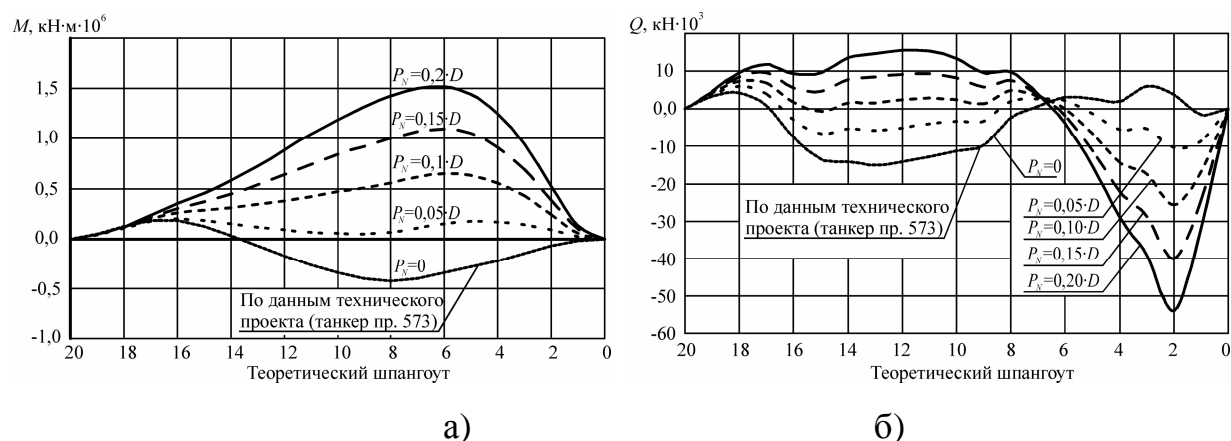


Рисунок 2.32 – Трансформация эпюры изгибающего момента и перерезывающей силы при захвате волной носовой оконечности судна

Результаты оценки величины максимальных изгибающих моментов на

миделе и перерезывающих сил при выходе из воды кормовой оконечности с учётом сил инерции в зависимости от количества вышедших из воды теоретических шпаций с кормы N_k представлены на рисунке 2.33.

На рисунках приняты следующие обозначения: $M_{пред}$ – предельный момент для корпуса судна, Q_{max} – максимальное значение перерезывающей силы, действующей в сечениях корпуса по данным технического проекта. В расчётной схеме учитывалось влияние на максимальный изгибающий момент на миделе весовой нагрузки всех вышедших из воды теоретических шпаций от миделя в корму, а также весовая нагрузка с учётом поддержания для тех шпаций, которые вышли из воды не полностью.

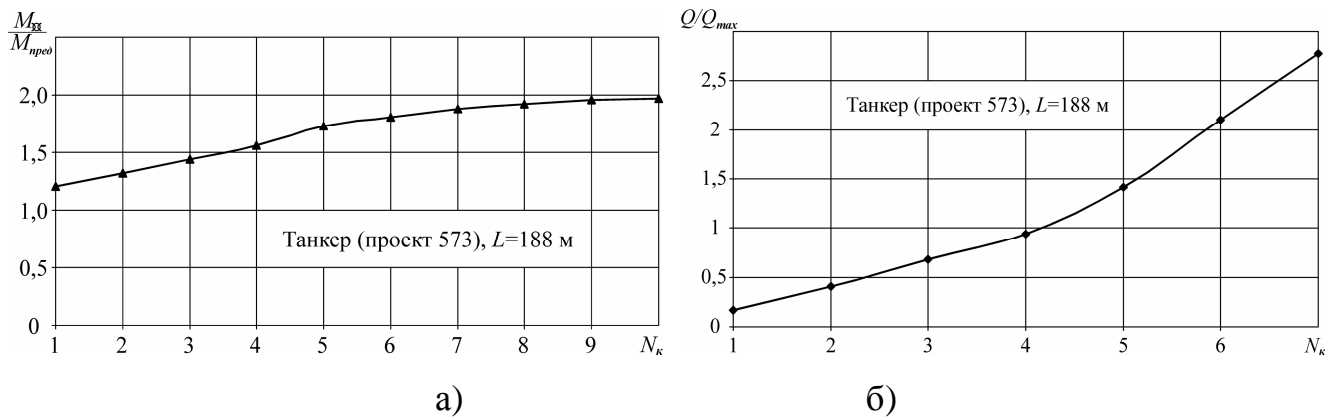


Рисунок 2.33 – Зависимость изгибающего момента на миделе и перерезывающей силы от количества шпаций, вышедших из воды с кормы

Результаты расчёта максимальных изгибающих моментов на миделе и перерезывающих сил в рамках традиционных подходов для танкера проекта 573 (длина 188 м) и двух других проектов приведены в таблице 2.2.

Из таблицы 2.2 следует, что предельный изгибающий момент для танкера длиной 188 м проекта 573 составляет при перегибе $M_{пред} = 3,4 \cdot 10^6$ кН·м, в то же время при выходе из воды корпуса на длину только одной теоретической шпации изгибающий момент на миделе составляет $1,2 \cdot M_{пред}$ (рисунок 2.33,а). При выходе из воды кормовой оконечности на длине, равной $L/3$, т.е. примерно шесть теоретических шпаций, наблюдается увеличение изгибающего момента на миделе свыше $1,8 \cdot M_{пред}$, т.е. практически в два раза выше его предельного значения.

Такая же ситуация складывается и с перерезывающими силами. Так, при выходе из воды примерно трети длины судна перерезывающая сила превышает максимальное значение по данным технического проекта более чем в два раза, а гидродинамическое давление на палубу в носовой оконечности создает глобальный экстремум перерезывающей силы (рисунок 2.32,б), величина которого при $P_N = 0,2 \cdot D$ почти в 1,5 раза превышает значение Q_{max} по данным технического проекта.

Таблица 2.2 – Результаты расчёта изгибающих моментов и перерезывающих сил в рамках традиционных подходов

Длина судна L , м	Максимальный изгибающий момент $M_{sw} + M_w$ и перерезывающая сила Q_{max} в полном грузу по данным технического проекта				Динамический момент по Регистру M_F , кН·м·10 ⁶	Максимальный суммарный момент M_{max} , кН·м·10 ⁶	Предельный момент $M_{пред}$, кН·м·10 ⁶	
	На вершине волны		На подошве волны				При сжатии днища	При сжатии верхней палубы
	M_{max} , кН·м·10 ⁶	Q_{max} , кН·10 ³	M_{max} , кН·м·10 ⁶	Q_{max} , кН·10 ³				
150	0,81	19,4	-0,24	8,7	-0,11	0,81	1,71	1,26
188	0,98	19,6	-1,84	38,1	-0,22	-2,06	3,40	3,38
214	3,17	62,7	-3,46	69,7	-0,41	-3,87	7,57	7,72

Результаты представленного выше сопоставления показывают, что выход оконечностей судна из воды приводит к существенному увеличению как изгибающего момента, так и перерезывающих сил до значений, в два и более раз превышающих их предельные значения, определяемые Правилами [267]. В этом случае естественно ожидать нарушения общей прочности судов, независимо от того, по какой причине оконечности выходят из воды: вследствие захвата волной их носовой оконечности или из-за качки судна на штормовом волнении, что неоднократно уже отмечалось в литературе, в частности, в [26]. В подобных случаях применение традиционных схем расчёта изгибающих моментов

становится проблематичным. При этом последствия выхода из воды носовой оконечности и возникающего при этом слеминга Регистром учитываются в виде динамического изгибающего момента (в рассмотренном случае этот динамический изгибающий момент равен $0,22 \cdot 10^6$ кН·м), однако это существенно меньше изгибающего момента, создаваемого весовой нагрузкой с учётом сил инерции.

Следовательно, для обеспечения достаточной прочности корпусов судов в экстремальных условиях эксплуатации и повышения безопасности мореплавания может быть проведена либо корректировка Правил РМРС с учётом отмеченных факторов, либо расчётная проверка прочности по предлагаемым схемам параллельно с традиционными схемами оценки общей прочности [110, 152].

Необходимо отметить, что степень выхода оконечности из воды существенно зависит от крутизны волн (рисунок 2.34). Для судна в полном грузу наблюдается выход из воды кормовой оконечности (рисунок 2.34,а), для порожнего судна – носовой оконечности (рисунок 2.34,б).

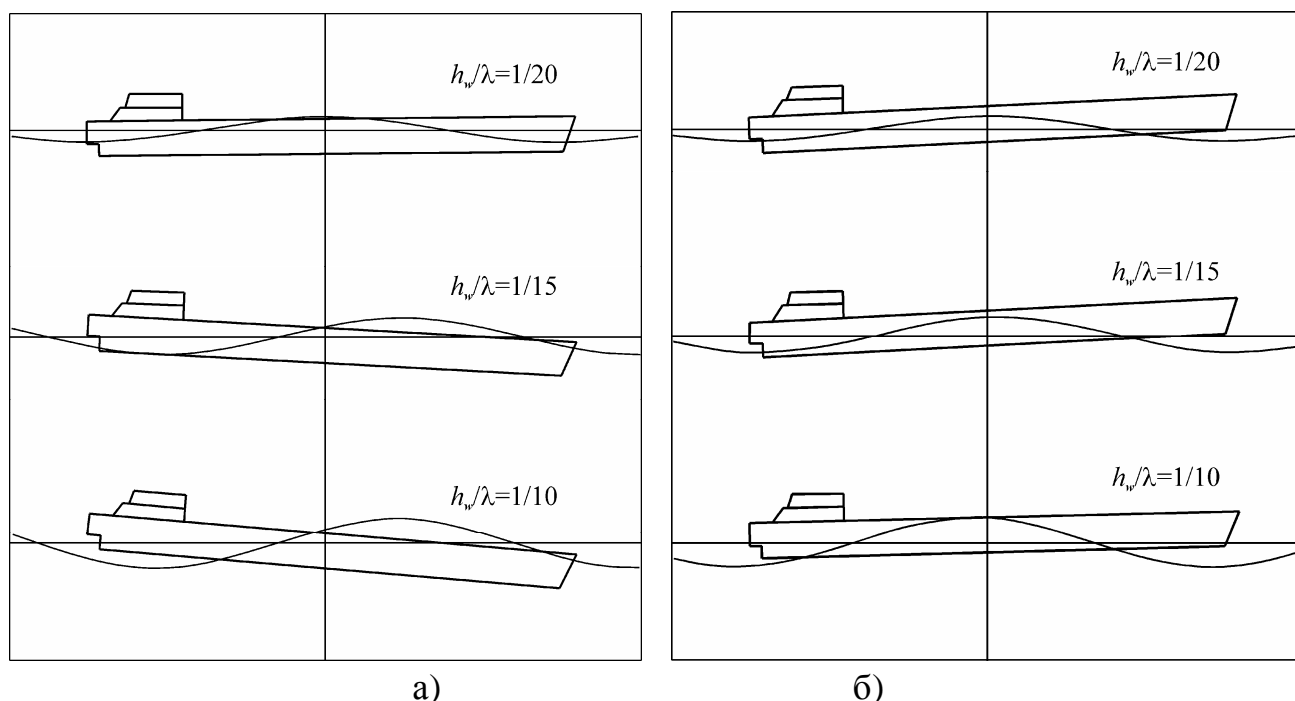


Рисунок 2.34 – Результаты моделирования поведения судна на волнении в условиях захвата волной носовой оконечности: а) – в полном грузу; б) – порожнем

По данным [26, 220], в океане имеется достаточно много крутых волн, при воздействии которых кормовая оконечность будет сильно выходить из воды. Встречаются и так называемые аномальные волны, отличающиеся еще большей высотой и крутизной, вероятность встречи судна с которыми не так уж мала.

Возникает вопрос о корректности назначения максимального изгибающего момента, определяемого Правилами Регистра [267], особенно если учесть характер взаимодействия судна с внешней средой в условиях захвата волной его носовой оконечности.

Проведенные исследования позволили предложить методику расчёта общей прочности корпусов морских судов.

1. Выполнить моделирование динамики судна на встречном волнении с заданной экстремальной высотой волн порожнем и в полном грузу в условиях захвата волной носовой оконечности согласно параграфу 2.4.

2. По результатам моделирования определить длину выходящих из воды оконечностей судна (рисунок 2.34).

3. Рассчитать изгибающий момент от весовой нагрузки вышедших из воды теоретических шпаций с учётом сил инерции, при этом для шпаций не полностью вышедших из воды учесть остаточные силы поддержания.

4. Осуществить сопоставление расчётного изгибающего момента, определенного по Правилам Регистра [267] и в пункте 3, определить больший из них по абсолютной величине.

5. При определении минимально допустимого момента сопротивления корпуса судна в качестве расчётного принять больший по абсолютной величине из моментов, определенных в пункте 4.

Внедрение предложенных подходов к нормированию общей прочности корпусов морских судов позволит практически исключить их разрушение в процессе эксплуатации и повысить безопасность мореплавания в соответствии с морской доктриной РФ.

2.8 Обоснование назначения профиля седловатости палубы при проектировании судов

Одним из путей уменьшения заливаемости носовой оконечности судов является использование седловатости палубы. В настоящем параграфе исследуется вопрос эффективности использования такого проектного решения с целью снижения гидродинамического давления на палубу в носовой оконечности, и, как следствие, повышения безопасности мореплавания [108, 151]. В опытовом бассейне Научно-исследовательского центра судостроения ФГБОУ ВО «КГТУ» были проведены испытания самоходной модели с седловатостью палубы. Базовая самоходная модель была изготовлена в масштабе 1:100 по чертежу реального танкера (рисунок 2.35). Технология изготовления модели описана в параграфе 2.5.



Рисунок 2.35 – Общий вид самоходной модели с седловатостью палубы

Методика проведения экспериментальных исследований предусматривала два варианта загрузки модели: порожнем и в полном грузу. Скорость движения модели на волнении выбиралась так, чтобы всегда выполнялось условие $Fr \leq 0,25$. Экстремальная высота волны выбиралась из условия $h_w = \frac{1}{20}L_M$, где L_M – длина модели судна. Перед началом испытаний модель находилась на исходной позиции в конце бассейна.

Испытания самоходной модели с седловатостью палубы представлены на рисунке 2.36, который показывает, что самоходная модель с седловатостью палубы обладает хорошей всхожестью на волну и при её движении на развитом встречном волнении палуба в носовой оконечности незначительно заливается и забрызгивается. В этом случае не возникает предпосылок для захвата волной носовой оконечности судна.

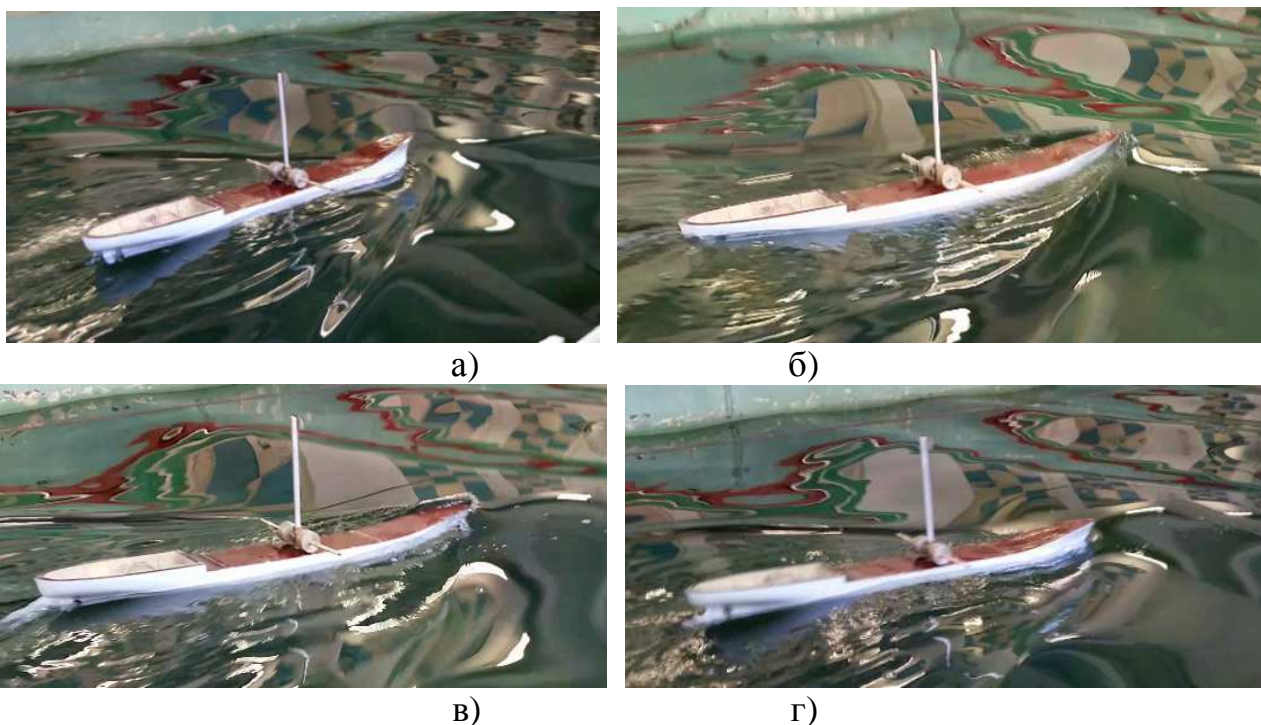


Рисунок 2.36 – Модель с седловатостью палубы в процессе испытаний

Результаты испытаний аналогичной самоходной модели без седловатости представлены в параграфе 2.5, где показано, что такая зарывается носом в волну, в результате чего на палубе в носовой оконечности генерируются значительные гидродинамические усилия, что ведёт к опрокидыванию судна. При этом реализуется механизм опрокидывания, связанный с постепенным накоплением крена модели с каждой последующей волной.

Проведённые экспериментальные исследования подтвердили эффективность создания седловатости палубы судна как конструктивного мероприятия для обеспечения безопасности на развитом встречном волнении.

Результаты экспериментальных исследований были обоснованы теоретической оценкой влияния седловатости палубы на величину гидродинамической нагрузки, действующей на носовую оконечность в условиях её захвата волной. Для оценки величины гидродинамических давлений на палубу в носовой оконечности при её залипании было использовано соответствующее уравнение нелинейной качки, полученное автором и представленное в параграфе 2.4, решаемое совместно с уравнением вертикальной качки.

В отличие от параграфа 2.4, при наличии седловатости палубы значение ξ_w определяется из условия

$$h_B(\xi_w) - \zeta_g - \psi_\theta \cdot \xi_w + r_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi\xi_w}{\lambda} + \sigma_k \cdot t\right) = 0, \quad (2.39)$$

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

Таким образом, уравнение (2.28) позволяет выполнять расчёты по учёту влияния седловатости палубы для реального судна.

Проведем расчёт внешних нагрузок, действующих на палубу в носовой оконечности, с учётом седловатости на примере конкретного судна. В качестве объекта исследования рассмотрим судно со следующими параметрами в полном грузу, а именно:

длина $L=168$ м;

ширина $B=23$ м;

осадка $d = 9$ м;

водоизмещение 27000 т;

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

Расчёт выполнялся для двух скоростей движения судна при $Fr=0,127$ и $Fr=0,247$ на волне высотой $h_w = 7,5$ м и $h_w = 9$ м, то есть находящейся примерно в области $\frac{1}{20} \cdot L$. Длина волны λ принималась равной длине корпуса судна.

Расчётные схемы корпуса судна с седловатостью палубы и удлинённым полубаком представлены на рисунке 2.37 и рисунке 2.38.

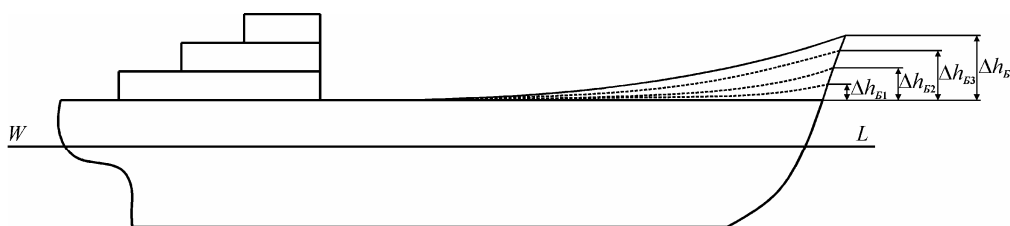


Рисунок 2.37 – Корпус судна с седловатостью палубы в носовой оконечности

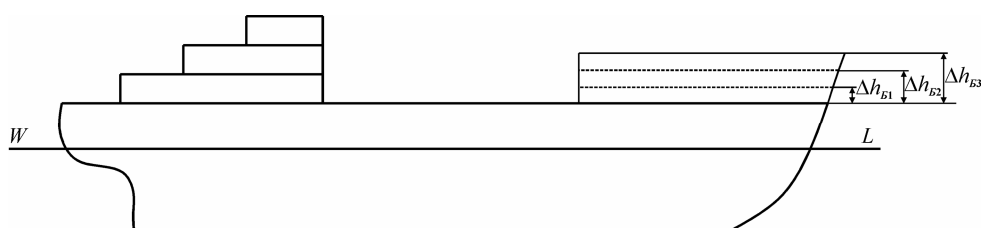


Рисунок 2.38 – Корпус судна с удлинённым полубаком

На рисунке 2.39 представлена величина гидродинамического давления на палубу судна в носовой оконечности при отсутствии седловатости (рисунок 2.39,а) и с седловатостью (рисунок 2.39,б). На рисунке 2.40 приведена зависимость гидродинамической нагрузки от величины седловатости палубы судна в носовой оконечности для двух высот волн.

Наличие седловатости палубы оказывает существенное влияние на величину гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в условиях захвата его носовой оконечности волной. Так, если высота борта в носовой оконечности превышает высоту борта на миделе на $\Delta h_B = 5,1\text{ м}$, то генерируемая на палубе гидродинамическая сила уменьшается более чем в 4 раза (рисунок 2.39). Рисунок 2.40 показывает, что для исследованного судна в зависимости от высоты волны при $\Delta h_B = 5,6\text{ м}$ и $\Delta h_B = 7,6\text{ м}$ соответственно происходит обнуление гидродинамической нагрузки, генерируемой на палубе.

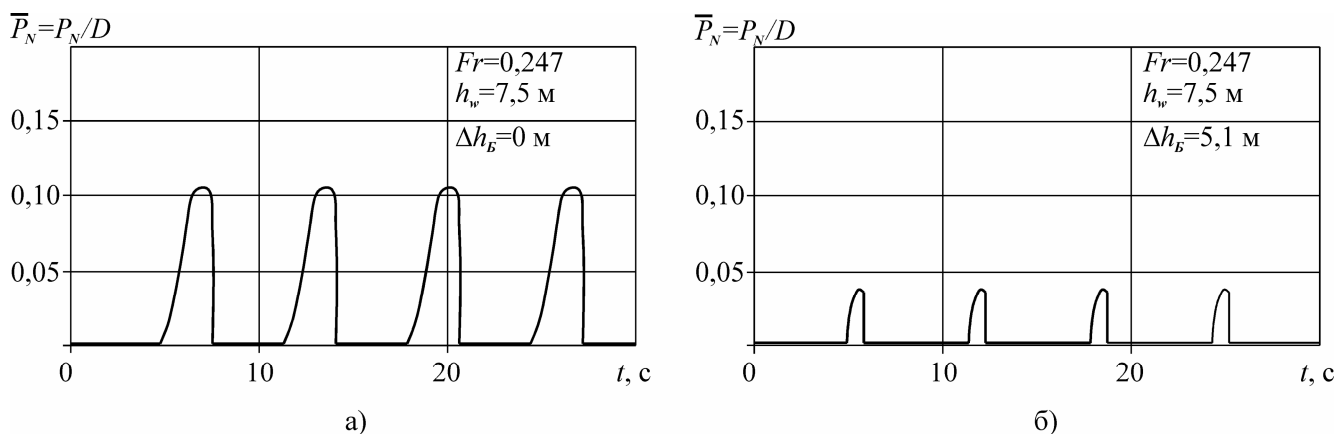


Рисунок 2.39 – Изменение во времени величины гидродинамического давления на палубу судна в носовой оконечности

Схожее влияние на величину гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в носовой оконечности, оказывает и наличие удлинённого полубака (рисунок 2.38).

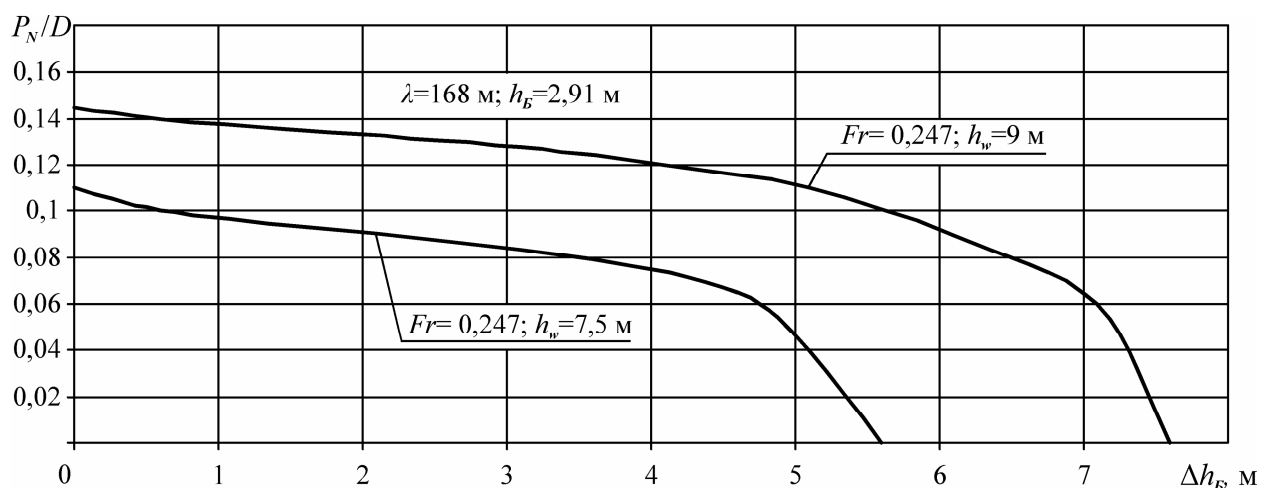


Рисунок 2.40 – Влияние седловатости палубы на величину гидродинамической нагрузки

Следует проанализировать требования РМРС к седловатости палубы. На рисунке 2.41 представлены зависимости для судна, аналогичного описанному выше, однако надводный борт и высота в носу для этого судна назначены согласно [270], а профиль седловатости палубы принят стандартным, в соответствии с [270]. Рисунок показывает, что безопасная эксплуатация такого судна возможна только при высотах волн h_w , не превышающих 7,5 м.

Поэтому при выборе профиля седловатости палубы целесообразно использовать представленные выше подходы: седловатость палубы должна выбираться из условия ограничения величины гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в носовой оконечности на встречном волнении с расчётной высотой.

Проведённые исследования позволили предложить методику для выбора профиля седловатости палубы на основании ограничения величины гидродинамических давлений, действующих на палубу судна.

1. Назначить высоту надводного борта и профиль седловатости палубы в соответствии с требованиями РМРС [270].

2. Осуществить моделирование динамики судна на встречном волнении с расчётными параметрами в условиях захвата волной носовой оконечности в рамках модели, представленной в [101] и параграфе 2.4.

3. Определить величину наибольших гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в носовой оконечности в условиях её захвата волной.

4. Назначить допускаемую величину гидродинамического давления на палубу в условиях захвата волной носовой оконечности из условия обеспечения остойчивости и общей прочности судна, согласно параграфам 2.3, 2.6 и 2.7.

5. В случае превышения гидродинамическими нагрузками допускаемой величины произвести корректировку профиля седловатости палубы, после чего выполнить пункты 2, 3 и 5.

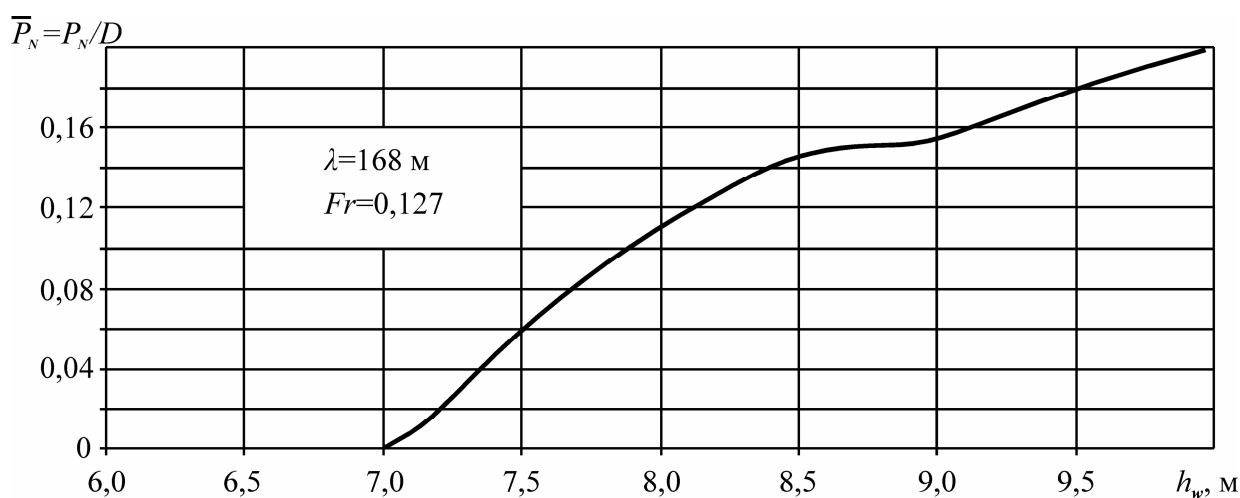


Рисунок 2.41 – Зависимость гидродинамической нагрузки, действующей на палубу судна в носовой оконечности, при стандартном профиле седловатости палубы и высоте в носу по [270]

Использование данной методики при проектировании судов позволит повысить их безопасность в условиях штормового моря за счёт более обоснованного выбора профиля седловатости палубы.

Проведенное исследование также позволило предложить новую классификацию процесса заливаемости палубы, построенную с учётом [26, 155] и основанную на ограничении величины гидродинамических усилий, действующих на палубу судна в носовой оконечности. Предлагаемая классификация включает в себя несколько стадий процесса заливаемости, а именно:

1. Забрызгивание – когда брызговые и струйные потоки воды попадают на верхнюю палубу и палубу бака.

2. Умеренная заливаемость – когда волны в основном достигают уровня открытой палубы и только их незначительное количество превышает его.

3. Сильное заливание – принятие больших масс воды на носовую палубу на встречном волнении в случае погружения носовой оконечности в волну на расстоянии до $0,15 \cdot L$.

4. Зарываемость в волну – когда корпус судна оказывается в волне на расстоянии $0,15 \cdot L$ до $L/3$.

Подобная классификация связана с возможностью развития гидродинамических сил на носовом участке палубы (в п. 3 – незначительных, в п. 4 – больших).

Проведённые экспериментальные и теоретические исследования позволяют сделать вывод о том, что создание седловатости палубы судна является весьма эффективным приемом для предотвращения захвата волной носовой оконечности судна. Представленная в настоящем разделе методика позволяет обоснованно назначать профиль седловатости палубы.

2.9 Оценка вероятности встречи морских судов с аномальными волнами

Приведенные выше решения и конструктивные рекомендации были получены, в основном, для расчётных волн с высотой $L/20$, в отдельных случаях были рассмотрены волны высотой $L/15$ и $L/10$. Но наблюдения последних лет с платформ, установленных в Северном море, а также со спутников ERS-1 и ERS-2 по программе MaxWave показали, что волны аномальной высоты – не такое уж редкое явление в Мировом океане. Так, за три недели наблюдений было обнаружено более десяти волн, превышающих 25 м. Поэтому представляет интерес определить вероятность встречи судна с такими волнами, так как не любое судно может выдержать их воздействие без последствий. По различным источникам [24, 339] вероятность возникновения аномальных волн находится в диапазоне $P_* = 0,335 \cdot 10^{-3} - 1,2 \cdot 10^{-6}$.

Изучению аномальных волн посвящено большое количество работ [174, 196, 345], однако до настоящего времени не было создано математической модели, позволяющей оценить вероятность встречи судна с аномальной волной. В настоящей работе предлагается такая модель [105].

Как следует из работ [174, 196, 339], аномальные волны являются природным феноменом, характеризующимся, прежде всего,

1. случайным временем появления;
2. случайным местом появления;
3. случайной длительностью существования.

Поэтому основой предлагаемой здесь модели возникновения аномальных волн будут служить потоки случайных событий, разворачивающихся в течение бесконечного времени на бесконечной плоскости (здесь термин событие используется в обыденном, а не в теоретико-вероятностном смысле). Сами события таких потоков будем называть аномалиями. Каждая аномалия возникает в случайный момент времени, имеет случайные координаты и существует только в течение интервала времени случайной продолжительности, после чего исчезает. Назовём такие потоки мерцающими [105].

Момент и координаты возникновения будем называть возникновением или появлением аномалии, момент и координаты исчезновения – исчезновением или просто концом аномалий. Промежуток времени между появлением и концом аномалии назовём её длительностью.

Специфика предметной области (аномальные волны) слишком богата, чтобы ограничиться только этими базовыми понятиями. Это вынуждает вводить дополнительные параметры, описывающие рассматриваемые объекты. Будем называть их характеристиками. При этом длительность имеет двойственную природу. С одной стороны – это базовый параметр аномалии, с другой – её характеристика. В дальнейшем будем причислять её к характеристикам, не забывая, тем не менее, её базовую (неотъемлемую) роль во всей модели.

В настоящем параграфе будут использоваться следующие обозначения:

\mathbb{R} – числовая прямая, $\mathbb{R} = (-\infty, \infty)$;

\mathbb{R}^d – d -мерное евклидово пространство;

\mathbb{R}_+ – неотрицательная полупрямая, $\mathbb{R}_+ = [0, \infty[$;

\mathbb{N} – множество целых чисел, $\mathbb{N} = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots$;

\mathbb{N}_+ – множество неотрицательных целых чисел, $\mathbb{N}_+ = 0, 1, 2, \dots$;

S – площадь любого измеримого подмножества \mathbb{R}^2 (акватории);

V – объём любого измеримого подмножества \mathbb{R}^3 ;

\mathbb{P} – вероятность;

M – математическое ожидание;

\times – декартово произведение, например $\mathbb{R}^2 = \mathbb{R} \times \mathbb{R}$.

Для любого события A через \bar{A} обозначается дополнительное к нему событие, т.е. событие, заключающееся в том, что событие A не произойдёт. Точно так же, верхней чертой, будут обозначаться величины, дополнительные к вероятностям событий и функций распределения случайных величин, т.е.,

– если $P_* = \mathbb{P}(A)$ – вероятность события A , то $\bar{P}_* = \mathbb{P}(\bar{A}) = 1 - P_*$ – вероятность того, что событие A не произойдёт;

– если $F_\xi(x) = \mathbb{P}(\{\xi \leq x\})$ – функция распределения случайной величины ξ , то $\bar{F}_\xi(x) = \mathbb{P}(\{\xi > x\}) = 1 - F_\xi(x)$.

Весь Мировой океан представляется бесконечной плоскостью \mathbb{R}^2 с декартовой системой координат. Подмножества этого пространства, имеющие площадь (возможно – бесконечную), будем называть акваториями.

Случайный момент появления аномалии обозначим τ_a , её пространственные координаты – (ξ_x, ξ_y) .

В классической теории потоки разворачиваются на временной оси, т.е. на прямой \mathbb{R} . В нашей модели он будет разворачиваться в пространстве \mathbb{R}^3 , которое, тем не менее, будем обозначать $\mathbb{R} \times \mathbb{R}^2$, подчёркивая, что первая координата играет роль времени, а последующие – роль пространственных координат.

Случайные характеристики аномалий будем обозначать χ , а пространство

всех их возможных значений – \mathbb{H} . Таким образом, аномалия представляется случайным вектором $(\tau_a, \xi_x, \xi_y, \chi)$, принимающим значения в пространстве $\mathbb{R} \times \mathbb{R}^2 \times \mathbb{H}$, где χ и \mathbb{H} могут сами являться сравнительно сложными вектором и пространством соответственно.

Для любых моментов времени t_1, t_2 , где $t_1 < t_2$, и любой акватории A множество $C = [t_1, t_2[\times A \subset \mathbb{R} \times \mathbb{R}^2$ будем называть соответствующим цилиндром с основанием A и высотой, равной $(t_2 - t_1)$ а количество аномалий, возникших в этом цилиндре, $\nu_A(t_1, t_2)$, – его считающим процессом.

В качестве модели потоков аномалий можно принять пуассоновские потоки и сформулировать основные аксиомы.

1. Существует такая константа $I_a > 0$, что для любой акватории площадью S_a и любого интервала времени продолжительностью T_a вероятность того, что в соответствующий цилиндр попадёт ровно N аномалий, $N \in \mathbb{N}_+$, равна

$$\frac{(I_a \cdot T_a \cdot S_a)^N}{N!} e^{-I_a T_a S_a}. \quad (2.40)$$

2. Для любого целого $K \geq 2$, и любого набора попарно не пересекающихся в пространстве $\mathbb{R} \times \mathbb{R}^2$ цилиндров $C_i = [t_{i,1}, t_{i,2}[\times A_i$, $i = 1, \dots, K$, значения их считающих процессов $\nu_{A_i}(t_{i,1}, t_{i,2})$ есть случайные величины, независимые в совокупности.

В аксиоме 2, несмотря на требование непересекаемости цилиндров, взаимные пересечения как интервалов $[t_{i,1}, t_{i,2}[$ (в пространстве \mathbb{R}), так и акваторий A_i (в пространстве \mathbb{R}^2) допустимы.

Константа I_a , являющаяся основной характеристикой пуассоновского потока, называется его плотностью интенсивности. Практический её смысл – это среднее число появлений аномалий в единицу времени в акватории единичной площади.

Независимость I_a от времени называется стационарностью, а независимость её от пространственных координат – однородностью потока

аномалий. Все приведённые ниже результаты можно обобщить и на случай нестационарных (неоднородных) потоков, но громоздкость полученных при этом промежуточных выкладок и конечных результатов сделает текст трудно читаемым.

В дальнейшем нам потребуется следующий результат.

Пусть $[t_1, t_2[$ – произвольный интервал времени, A – некоторая акватория площадью $S_A > 0$, B – акватория площадью S_B такая, что $B \subseteq A$. Тогда, при условии, что в интервале времени $[t_1, t_2[$ в A появилось N аномалий, вероятность того, что все их пространственные координаты окажутся сосредоточены внутри B , не зависит от временного интервала, и равна N -й степени отношения площадей этих акваторий:

$$\mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\} | \{v_A(t_1, t_2) = N\}) = \left(\frac{S_B}{S_A} \right)^N. \quad (2.41)$$

В самом деле, по определению условной вероятности

$$\mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\} | \{v_A(t_1, t_2) = N\}) = \frac{\mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\} \cap \{v_A(t_1, t_2) = N\})}{\mathbb{P}(\{v_A(t_1, t_2) = N\})}. \quad (2.42)$$

Условия $v_B(t_1, t_2) = N$ и $v_A(t_1, t_2) = N$ одновременно выполняются лишь при одновременном выполнении условий $v_B(t_1, t_2) = N$ и $v_{A \setminus B}(t_1, t_2) = 0$:

$$\{v_B(t_1, t_2) = N\} \cap \{v_A(t_1, t_2) = N\} = \{v_B(t_1, t_2) = N\} \cap \{v_{A \setminus B}(t_1, t_2) = 0\}. \quad (2.43)$$

Поскольку акватории B и $A \setminus B$ не пересекаются, соответствующие цилиндры также не пересекаются. В силу аксиомы 2 получаем

$$\mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\} \cap \{v_A(t_1, t_2) = N\}) = \mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\}) \cdot \mathbb{P}(\{v_{A \setminus B}(t_1, t_2) = 0\}). \quad (2.44)$$

Но, согласно (2.40),

$$\mathbb{P}(\{v_A(t_1, t_2) = N\}) = \frac{(I_a \cdot (t_2 - t_1) \cdot S_A)^N}{N!} e^{-I_a \cdot (t_2 - t_1) \cdot S_A}, \quad (2.45)$$

$$\mathbb{P}(\{v_B(t_1, t_2) = N\}) = \frac{(I_a \cdot (t_2 - t_1) \cdot S_B)^N}{N!} e^{-I_a \cdot (t_2 - t_1) \cdot S_B}, \quad (2.46)$$

$$\mathbb{P}(\{v_{A \setminus B}(t_1, t_2) = 0\}) = e^{-I_a \cdot (t_2 - t_1) \cdot (S_A - S_B)}. \quad (2.47)$$

Подставляя полученные выражения в (2.42), получим (2.41).

Как уже говорилось выше, мерцающие потоки обладают неотъемлемой характеристикой – длительностью аномалий, обозначаемой в дальнейшем θ_a . Эта длительность не зависит ни от времени, ни от пространственных координат появления аномалии.

В этом случае $\chi = \theta_a$, $\mathbb{H} = \mathbb{R}_+$, а вся аномалия представляется вектором $(\tau, \xi_x, \xi_y, \theta_a)$.

Заметим, что для этой модели мерцающих потоков существуют хорошо изученные аналоги. Любая ограниченная акватория может рассматриваться как система массового обслуживания с бесконечным количеством каналов обслуживания (т.е. – без очереди). Возникающие в этой акватории аномалии – аналоги заявок, поступающих в систему массового обслуживания, а длительность аномалии – аналог времени обслуживания заявки. Подобные модели являются предметом изучения теории массового обслуживания. Главное отличие заключается в том, что заявки в теории массового обслуживания не имеют пространственных координат, которые, наряду со временем появления, являются определяющими для аномалий.

Дальнейшие результаты будут излагаться с точки зрения так называемого наблюдателя, которого, для краткости, будем называть просто «мы», например: «мы находимся в начале координат», «наша встреча с аномалией», и т.д. Наблюдатель не имеет никаких характеристик, кроме постоянного местоположения на плоскости (x, y) , которое, в силу однородности потока, может быть выбрано произвольно, например, в начале координат (см. рисунок 2.42,а).

Самым важным результатом из интересующих нас является опасность нашей встречи с аномалией при тех или иных условиях. Для этого состав характеристик должен быть расширен. Кроме длительности θ_a они должны, как минимум, определять некие геометрические размеры и формы аномалий. Встречей с аномалией будем называть наше соприкосновение с её геометрической формой.

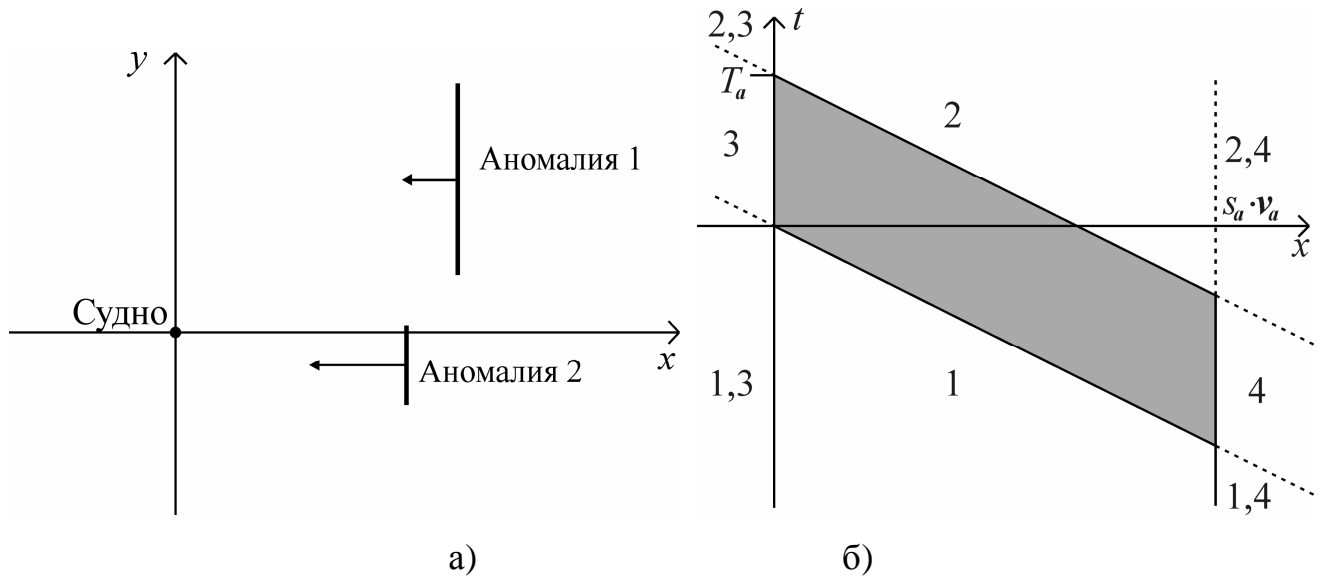


Рисунок 2.42 – Схемы: а) – движение аномалий; б) – графическая интерпретация условий встречи с аномалией

Вероятность встречи, естественно, зависит от длительности наблюдения. В силу стационарности потока мы всегда будем считать, что оно проводится в интервале времени $[0, T_a[$.

Назовём опасностью [96] нашей встречи с аномалией в интервале времени $[0, T_a[$ функцию

$$D_a(T_a) = -\ln \bar{P}_*(T_a), \quad (2.48)$$

где $\bar{P}_*(T_a)$ – вероятность избежать встречи с аномалией в указанном интервале.

Обозначим $\Xi(h_a, T_a)$ область координат аномалий в $\mathbb{R} \times \mathbb{R}^2$ такую, что для всех её точек (t, x, y) наша встреча с аномалиями, для которых $(\tau_a, \xi_x, \xi_y, \chi) = (t, x, y, h_a)$, неизбежна в указанном интервале. Её объём $V_\Xi(h_a, T_a) = \mathbb{V}(\Xi(h_a, T_a))$.

Для произвольных положительных X , Y и T' обозначим через $\Pi(T_a, T', X, Y)$ параллелепипед такой, что для всех его точек (t, x, y) выполнены условия $T_a - T' \leq t \leq T_a$, $-X \leq x \leq X$, $-Y \leq y \leq Y$. Его объём $V_\Pi = \mathbb{V}(\Pi(T_a, T', X, Y)) = 4 \cdot T' \cdot X \cdot Y$. Специальный выбор величины T' обусловлен тем, что до момента T_a мы не можем встретиться с аномалиями, возникающими позже него, поэтому имеет смысл рассматривать только моменты времени $t < T_a$.

Предположим, нам известно, что в параллелепипеде $\Pi(T_a, T', X, Y)$ появилась аномалия с характеристиками h_a , но время её появления и координаты нам не известны. Требуется найти вероятность $P_{*1}(h_a, T_a, T', X, Y)$ нашей с ней встречи за время T_a (индекс 1 означает, что это вероятность встречи с одной аномалией). Согласно (2.41), вероятность встречи

$$P_{*1}(h, T_a, T', X, Y) = \mathbb{V}(\mathcal{E}(h, T_a) \cap \Pi(T_a, T', X, Y)) / V_{\Pi}. \quad (2.49)$$

Положим теперь, что и характеристики этой аномалии нам не известны. Тогда вероятность встречи по формуле полной вероятности будет

$$P_{*1}(T_a, T', X, Y) = V_{\Pi}^{-1} \cdot \int_{h_a \in \mathbb{H}} \mathbb{V}(\mathcal{E}(h_a, T_a) \cap \Pi(T_a, T', X, Y)) dF_{\chi}(h). \quad (2.50)$$

Если же в параллелепипеде $\Pi(T_a, T', X, Y)$ появляются N аномалий с неизвестными временами/координатами и характеристиками, то, согласно (2.41), вероятность избежать встречи с любой из них будет равна $\bar{P}_{*N}(T_a, T', X, Y) = (\bar{P}_{*1}(T_a, T', X, Y))^N$.

Теперь предположим, что нам не известно количество аномалий, возникших в указанном параллелепипеде, т.е. оно случайно. Согласно (2.40), по формуле полной вероятности мы получаем следующую вероятность избежать встречи с любой из них:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{*}(T_a, T', X, Y) &= \exp\{-I_a \cdot V_{\Pi}\} \cdot \sum_{N=0}^{\infty} \frac{(I_a \cdot V_{\Pi})^N}{N!} \cdot \bar{P}_{*N}(T_a, T', X, Y) = \\ &= \exp\{-I_a \cdot V_{\Pi}\} \cdot \sum_{N=0}^{\infty} \frac{(I_a \cdot V_{\Pi} \cdot \bar{P}_{*1}(T_a, T', X, Y))^N}{N!} = \exp\{-I_a \cdot V_{\Pi} \cdot (1 - \bar{P}_{*1}(T_a, T', X, Y))\} = \quad (2.51) \\ &= \exp\{-I_a \cdot V_{\Pi} \cdot P_{*1}(T_a, T', X, Y)\} = \exp\left\{-I_a \cdot \int_{h \in \mathbb{H}} \mathbb{V}(\mathcal{E}(h, T_a) \cap \Pi(T_a, T', X, Y)) dF_{\chi}(h_a)\right\}. \end{aligned}$$

Поскольку величины X , Y и T' были выбраны произвольно, устремим их к бесконечности. При этом для любых конечных h_a множество $\mathcal{E}(h_a, T_a)$ будет, рано или поздно, полностью поглощено параллелепипедом $\Pi(T_a, T', X, Y)$. Поэтому

$$\lim_{\substack{X \rightarrow \infty \\ Y \rightarrow \infty \\ T' \rightarrow \infty}} \mathbb{V}(\mathcal{E}(h, T_a) \cap \Pi(T_a, T', X, Y)) = V_{\mathcal{E}}(h_a, T_a). \quad (2.52)$$

Таким образом, вероятность избежать встречи с аномалией будет:

$$\begin{aligned} \bar{P}_*(T) &= \lim_{\substack{X \rightarrow \infty \\ Y \rightarrow \infty \\ T' \rightarrow \infty}} \bar{P}_*(T_a, T', X, Y) = \exp \left\{ -I_a \cdot \int_{h_a \in \mathbb{H}} \lim_{\substack{X \rightarrow \infty \\ Y \rightarrow \infty \\ T' \rightarrow \infty}} \mathbb{V}(\mathcal{E}(h_a, T_a) \cap \Pi(T_a, T', X, Y)) dF_{\chi}(h_a) \right\} = \\ &= \exp \left\{ -I_a \cdot \int_{h_a \in \mathbb{H}} V_{\mathcal{E}}(h_a, T_a) dF_{\chi}(h_a) \right\} = \exp \{ -I_a \cdot \mathbb{M}(V_{\mathcal{E}}(h_a, T_a)) \}, \end{aligned} \quad (2.53)$$

а опасность встречи:

$$D_a(T_a) = I_a \cdot \mathbb{M}(V_{\mathcal{E}}(\chi, T_a)). \quad (2.54)$$

Рассмотрим следующую модель. Аномалия имеет случайную ширину $2 \cdot \rho_a$, (т.е. ρ_a – её полуширина). После своего появления аномалия движется против оси x параллельно ей со случайной скоростью v_a . На рисунке 2.42,а аномалии изображены толстыми вертикальными отрезками, а направление и скорость их движения – тонкими стрелками.

Теперь характеристики аномалии $\chi = (\theta_a, \rho_a, v_a)$, а пространство $\mathbb{H} = \mathbb{R}_+^3$.

Мы находимся в начале координат. Под встречей с аномалией будет пониматься пересечение ею начала координат в процессе своего движения.

На интервале времени $[0, T_a[$ встреча может не произойти по любой из следующих причин:

1. Аномалия появилась слишком рано ($\tau_a < -\xi_x / v_a$), она может пересечь ось y только до момента 0. Встреча, если состоится, «не будет засчитана».
2. Аномалия появилась слишком поздно ($\tau_a \geq T_a - \xi_x / v_a$), она может пересечь ось y только после момента T_a . Встреча, если состоится, «не будет засчитана».
3. Аномалия появилась в левой полуплоскости. Двигаясь влево, она не может пересечь ось y .
4. Аномалия появилась слишком далеко вправо от оси y ($\xi_x > \theta_a \cdot v_a$). Она закончится, не достигнув оси y .
5. Центр аномалии слишком удалён от начала координат по оси y (более, чем на ρ_a , вправо или влево). Она в принципе не может «зацепить» начало координат (Аномалия 1 на рисунке 2.42,а).

Отсюда вытекает, что $\Xi(h_a, T_a)$, где $h_a = (s_a, r_a, v_a)$, представляет собой тело в пространстве $\mathbb{R} \times \mathbb{R}^2$, все точки (t, x, y) которого удовлетворяют системе неравенств:

$$\begin{cases} 0 < t + x/v_a < T_a, \\ 0 < x < s_a \cdot v_a, \\ -r_a < y < r_a. \end{cases} \quad (2.55)$$

Это тело является призмой высотой $2 \cdot r_a$ по оси y с основанием-параллелограммом, параллельным плоскости (t, x) (рисунок 2.42,б).

Здесь серым цветом выделена проекция $\Xi(h_a, T_a)$ на плоскость (t, x) , цифрами обозначены одно или два из вышеперечисленных условий невозможности встречи, выполняющиеся в соответствующих областях. Условие 5 визуализировать невозможно, так как на рисунке 2.42,б ось y ориентирована перпендикулярно плоскости рисунка в направлении от читателя.

Поскольку площадь основания призмы равна $T_a \cdot s_a \cdot v_a$, а её высота – $2 \cdot r_a$, на основании (2.54) получим

$$D_a(T_a) = 2 \cdot I_a \cdot T_a \cdot \mathbb{M}(\theta_a \cdot v_a \cdot \rho_a). \quad (2.56)$$

Будем считать, что параметры аномалий являются независимыми случайными величинами, в этом случае (2.56) преобразуется к виду

$$D_a(T_a) = 2 \cdot I_a \cdot T_a \cdot \mathbb{M}(\theta_a) \cdot \mathbb{M}(v_a) \cdot \mathbb{M}(\rho_a) = 2 \cdot I_a \cdot T_a \cdot M_\theta \cdot M_v \cdot M_\rho, \quad (2.57)$$

где M_θ, M_v, M_ρ – математические ожидания времени жизни, скорости и полуширины аномалий соответственно.

Представляется интересным оценить вероятность встречи судна с аномальной волной с использованием разработанной модели. На сегодняшний момент нет достаточного объёма статистического материала по характеристикам аномальных волн, что позволило бы найти математические ожидания параметров аномалий, которые входят в формулу (2.57). Поэтому при оценке вероятности проварьируем параметрами аномалий в диапазоне их реальных значений. Представленные в [24, 174, 339] данные по регистрации аномальных волн из

космоса позволяют оценить входящее в (2.57) произведение плотности интенсивности потока аномалий на математическое ожидание их времени жизни. В расчёте принималось $I_a \cdot M_\theta = 5,9 \cdot 10^{-13} \text{ м}^{-2}$. Оценка выполнена для различных сроков пребывания судна в районах, где возможно возникновение аномальных волн (рисунок 2.43).

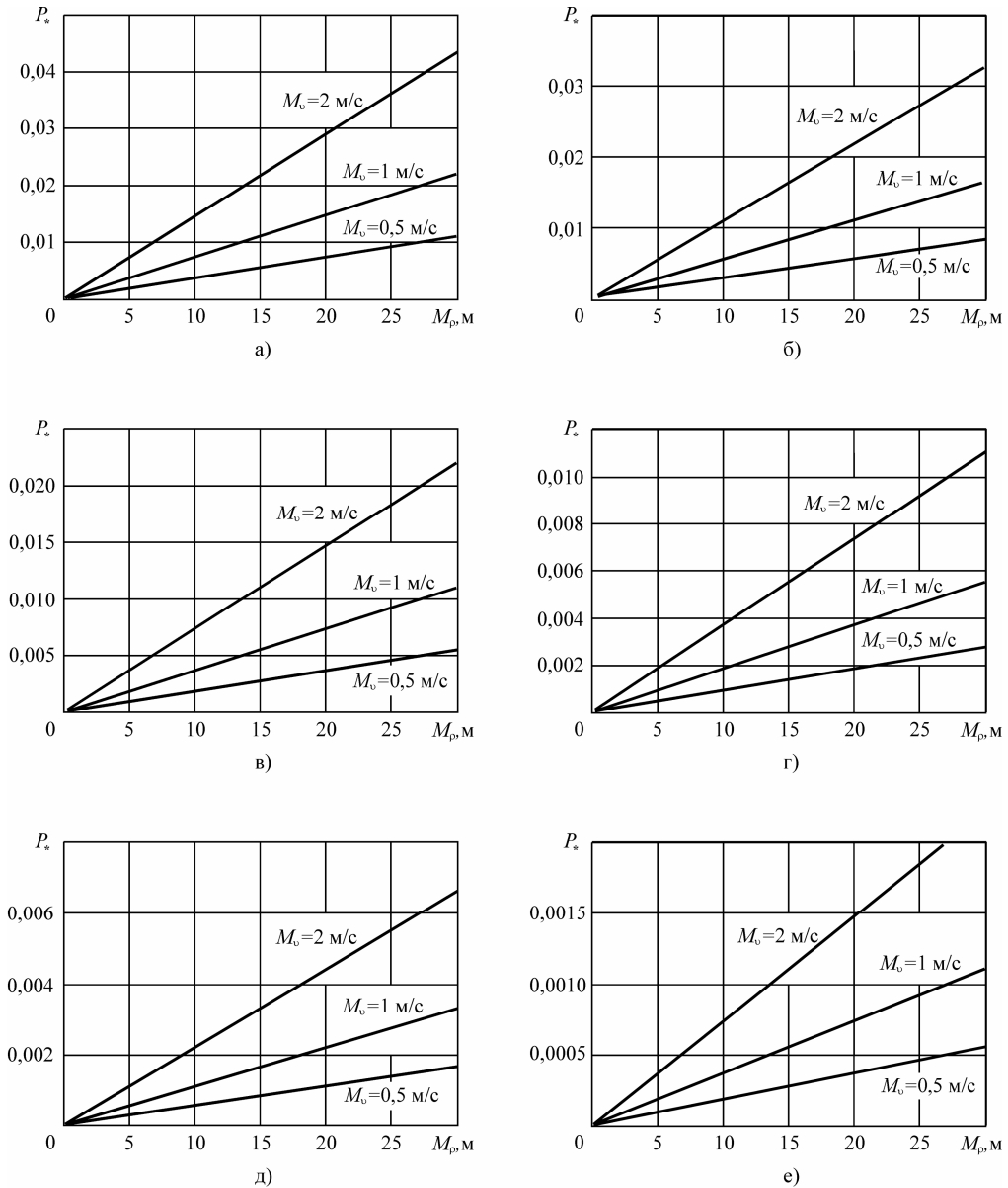


Рисунок 2.43 – Результаты расчёта по разработанной модели: а) – при $T_a = 20$ лет ;
 б) – при $T_a = 15$ лет ; в) – при $T_a = 10$ лет ; г) – при $T_a = 5$ лет ;
 д) – при $T_a = 3$ года ; е) – при $T_a = 1$ год

Результаты расчёта представлены на рисунке 2.43, который показывает, что вероятность встречи судна с аномальной волной может быть весьма

существенной, но это до настоящего времени не учитывается при определении расчётного волнения при проектировании судов [267, 268], что негативно сказывается на безопасности мореплавания. При этом следует заметить, что объем обработанных в [24, 174, 339] снимков поверхности океана, на которых регистрировались подобные волны, еще недостаточен, и с его увеличением результаты, представленные на рисунке 2.43, могут быть уточнены.

2.10 Конструктивные решения, направленные на предотвращение захвата волной носовой оконечности судна

При рассмотрении особенностей динамики взаимодействия судна с внешней средой нельзя избежать вопроса обеспечения живучести судна. С одной стороны, возможна гибель судна от опрокидывания, с другой – возникновение дополнительных изгибающих моментов, способных в сумме с традиционными компонентами изгибающих моментов на тихой воде и волнении разломать судно на части. Обеспечить прочность судна – наиболее простая задача, однако и здесь не все ясно, ведь оторванная носовая оконечность на танкере «Находка» позволила судну выйти из захвата волной и дать дополнительно 2–2,5 часа экипажу для осуществления операции спасения. Следовательно, усиление корпуса – не всегда лучшее решение вопроса [89]. Анализ прочности танкеров отдельных проектов показал, что их прочность достаточна, но это усугубляет проблему обеспечения их живучести из-за возможной потери поперечной устойчивости.

Для повышения безопасности судов на встречном волнении необходимо ограничивать величину гидродинамических усилий, действующих на носовую оконечность при её погружении в воду, за счёт уменьшения зарывания судна носом в волну путём уменьшения амплитуды килевой качки судна, на что направлен ряд разработанных автором конструктивных решений. Одним из них является установка успокоителей качки [144, 241], выполненных в виде крыльев-стабилизаторов (рисунок 2.44).

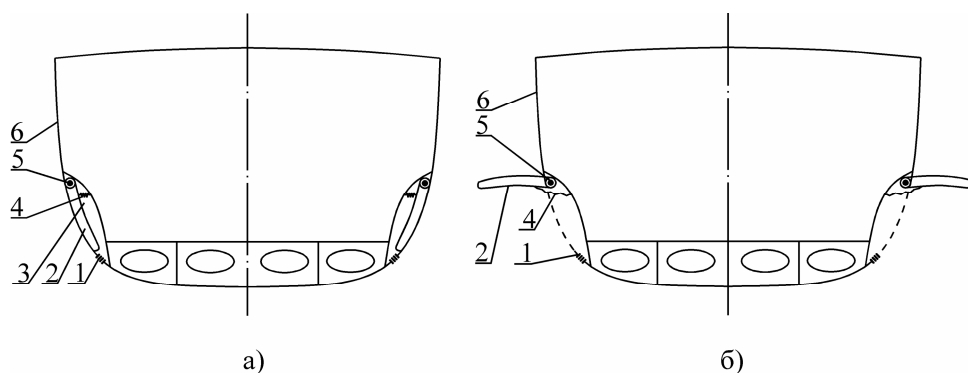


Рисунок 2.44 – Конструкция успокоителя качки: а) – поперечный разрез корпуса судна с успокоителем качки в закрытом состоянии; б) – поперечный разрез корпуса судна с успокоителем качки в открытом состоянии

Предлагаемая конструкция успокоителя качки судна состоит из шпигатов 1, крыльев-стабилизаторов 2, закрепленных при помощи шарниров 5 на корпусе судна 6, содержащем выемки на носовой оконечности 3 и упругих элементов 4. Если при движении судна в условиях сильного встречного волнения происходит погружение в воду носовой оконечности корпуса судна, то вода через шпигаты поступает в выемку на носовой оконечности корпуса судна, закрытую с внешней стороны крылом-стабилизатором. При этом в выемке на носовой оконечности создается избыточное давление, действующее на крыло-стабилизатор и отклоняющее его от первоначального положения вследствие поворота в шарнире с преодолением сопротивления упругого элемента. При отклонении крыла-стабилизатора от первоначального положения и движении носовой оконечности корпуса судна вниз на крыло-стабилизатор начинает действовать гидродинамическая сила, вызывающая его дальнейшее отклонение до тех пор, пока оно не перейдет в крайнее положение, представленное на рисунке 2.44,б. Если носовая оконечность корпуса судна начинает всплывать, то под действием гидродинамической силы, направленной вниз, а также из-за реакций упругих элементов, находящихся в растянутом состоянии, крылья-стабилизаторы прижимаются к корпусу судна, в результате чего уменьшается сопротивление воды всплытию судна и гидродинамическая сила, действующая на носовую оконечность корпуса судна. Такая конструкция позволяет уменьшить качку судна и заливаемость палубы при одновременном снижении гидродинамической силы,

действующей на носовую оконечность корпуса судна при её обтекании.

Для обеспечения одновременного открытия крыльев-стабилизаторов конструкция успокоителя качки может быть модернизирована (рисунок 2.45). Данная конструкция успокоителя качки судна [245] состоит из шпигатов 1, снабженных обратными клапанами 7, крыльев-стабилизаторов 2, оснащенных упругими элементами 4 и закрепленных при помощи шарниров 5 на корпусе судна 6, содержащем сообщающиеся между собой за счёт трубопровода 8 выемки на носовой оконечности 3.

Если при движении судна в условиях сильного встречного волнения происходит погружение в воду носовой оконечности корпуса судна, то вода через шпигаты поступает в выемку на носовой оконечности корпуса судна, закрытую с внешней стороны крылом-стабилизатором. Обратные клапаны, установленные в шпигатах, позволяют воде беспрепятственно поступать в выемки на носовой оконечности, но препятствуют её движению в обратном направлении. За счёт поступления воды в выемке на носовой оконечности создается избыточное давление, которое по трубопроводу передается в выемку на носовой оконечности с противоположного борта, что приводит к выравниваю давлений на крылья-стабилизаторы, расположенные на обоих бортах.

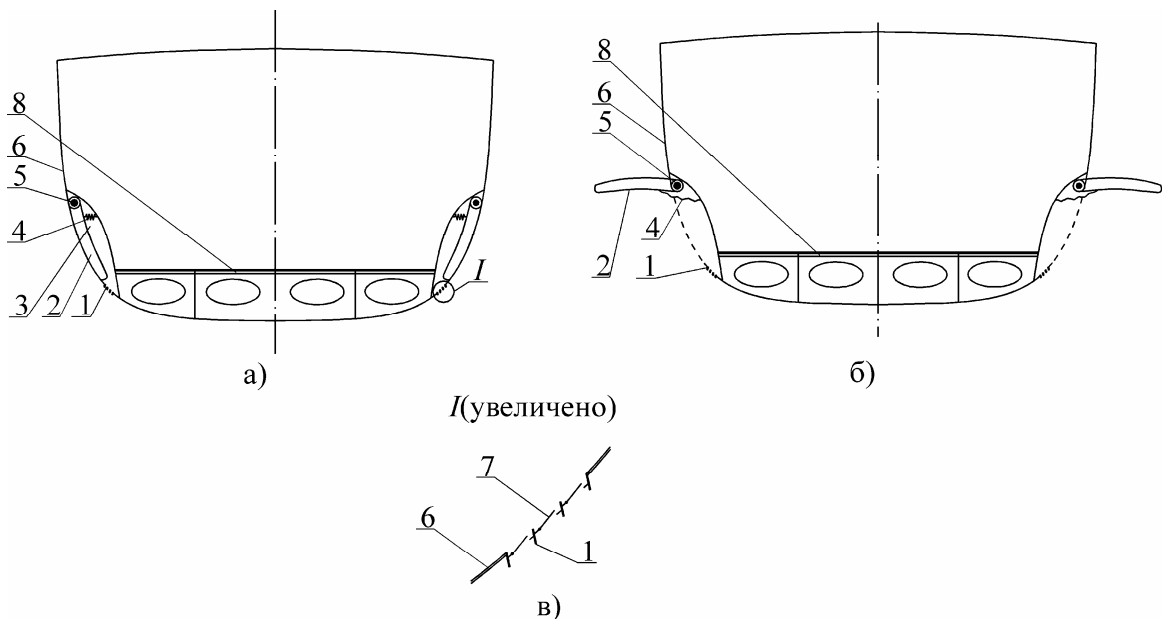


Рисунок 2.45 – Успокоитель качки судна: а) – крылья-стабилизаторы в закрытом состоянии; б) – крылья-стабилизаторы в открытом состоянии; в) – узел I

Равное давление, действующее на крылья-стабилизаторы, синхронно отклоняет их от первоначального положения вследствие поворота в шарнирах с преодолением сопротивления упругих элементов. При отклонении крыльев-стабилизаторов от первоначального положения и движении носовой оконечности корпуса судна вниз на крылья-стабилизаторы начинает действовать гидродинамическая сила, вызывающая их дальнейшее отклонение до тех пор, пока они не перейдет в крайнее положение, представленное на рисунке 2.45,б. Одновременное открытие крыльев-стабилизаторов левого и правого борта позволяет исключить появление кренящего момента, вызванного открытием крыла-стабилизатора лишь с одного борта.

В условиях захвата волной носовой оконечности негативное влияние на характеристики прочности и остойчивости судна может оказывать фальшборт. Он ухудшает условия обтекания, что показали экспериментальные исследования, представленные в параграфе 2.5. Поэтому была разработана новая конструкция фальшборта в носовой оконечности [144, 242], при реализации которой фальшборт на одной трети длины судна выполняется в виде отдельных секций, шарнирно закрепленных на корпусе судна и имеющих возможность поворачиваться в направлении от палубы к борту так, что верхняя часть секций фальшборта оказывается направленной вниз (рисунок 2.46).

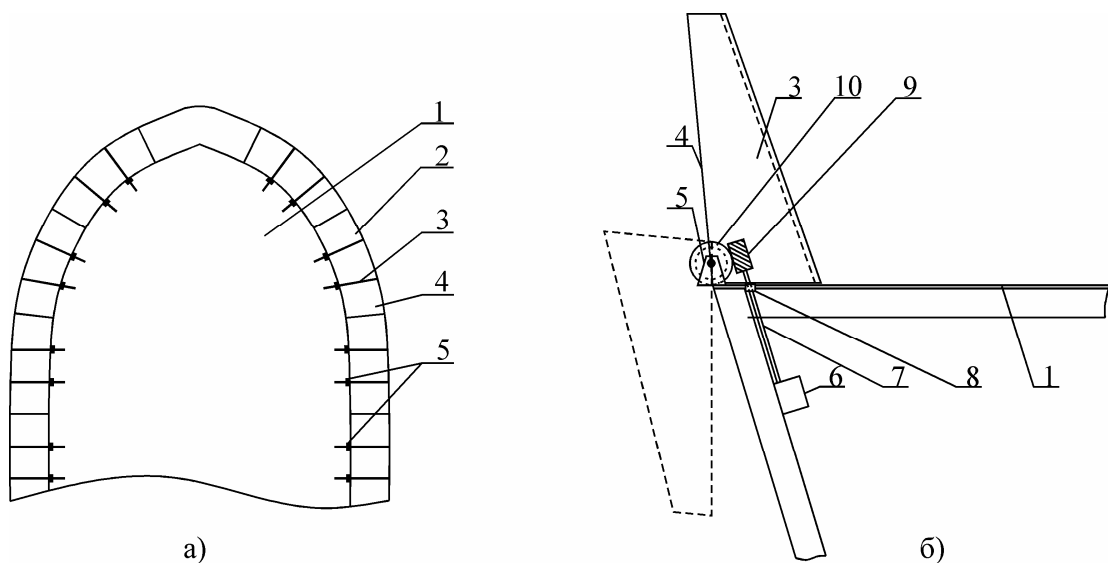


Рисунок 2.46 – Фальшборт с подвижными секциями: а) – общий вид носовой оконечности; б) – вид сбоку на секцию фальшборта

Предлагаемая конструкция состоит из секций фальшборта 2, содержащих наружную стенку 4 и контрфорсы 3, шарнирно закреплённых на палубе 1 при помощи шарнирных опор 5. В районе шарнирного закрепления к палубе контрфорс 3 жёстко соединен с ведомым зубчатым колесом 10, которое входит в зацепление с вращаемым двигателем 6 ведущим зубчатым колесом 9. Крутящий момент от двигателя 6 передается посредством вала 7, на котором установлен сальник 8.

Если при движении судна в условиях сильного встречного волнения появляется опасность захвата волной носовой оконечности судна, то по команде судоводителя происходит поворот секций фальшборта в направлении от палубы к борту до достижения верхними частями секций фальшборта нижнего положения. Секции фальшборта вращаются относительно шарнирных опор, при этом оси вращения проходят через центр ведомых зубчатых колёс. Поворот секции фальшборта осуществляется с помощью двигателя, установленного под палубой. Двигатель вращает вал, на котором установлено ведущее зубчатое колесо, в результате чего секция фальшборта поворачивается и принимает вертикальное положение. В этом положении вал фиксируется, предотвращая дальнейшее перемещение секции фальшборта при действии потока воды на носовую оконечность судна.

В результате поворота секций фальшборта улучшаются условия обтекания палубы судна в носовой оконечности, вследствие чего снижается гидродинамическая сила, действующая на палубу. К тому же, секции фальшборта выполняют роль успокоителя качки, так как при движении носовой оконечности вниз будет создаваться дополнительное сопротивление вследствие попадания воды между вертикально установленными секциями фальшборта и бортом судна. Это, в свою очередь, будет способствовать уменьшению погруженной поверхности палубы судна и приводить к дополнительному снижению гидродинамической силы, действующей на носовую оконечность.

Ещё одним способом повышения безопасности мореплавания является создание оптимальных условий обтекания носовой оконечности судна, то есть

уменьшение равнодействующей сил давления и обеспечение условий для исключения смещения этой силы в сторону от диаметральной плоскости. Для этого традиционную конструкцию носовой оконечности судна целесообразно дополнительно оснастить обтекателем палубы (рисунок 2.47), который снабдить волногасителем. На рисунке приняты следующие обозначения: 1 – форштевень; 2 – бульбовая наделка; 3 – днище; 4 – палуба; 5 – обтекатель палубы; 6 – волногаситель; L_1 – длина обтекателя палубы; R_1 , R_2 , R_3 – радиусы кривизны, характеризующие форму обтекателя палубы.

В такой конструкции поток жидкости действует на обтекатель палубы, а не на плоскую поверхность палубы, благодаря чему снижается гидродинамическая сила, действующая на носовую оконечность и исключается возможность смещения этой силы в сторону от диаметральной плоскости, за счёт чего исключается опрокидывание судна.

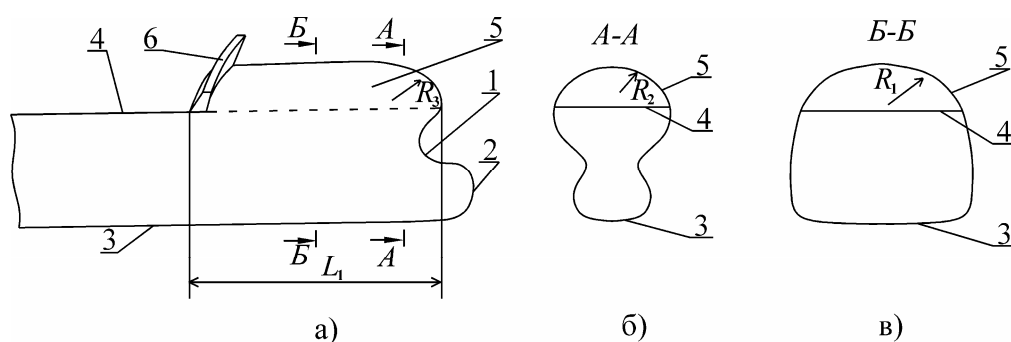


Рисунок 2.47 – Конструкция обтекателя носовой оконечности судна: а) – общий вид носовой оконечности судна; б) – разрез А–А; в) – разрез Б–Б

При движении судна в условиях сильного встречного волнения может происходить периодическое погружение в воду носовой оконечности, что ведет к появлению сложного режима обтекания палубы. В предлагаемой конструкции поток жидкости действует на обтекатель палубы, за счёт чего уменьшается равнодействующая сил давления и исключается возможность смещения этой силы в сторону от диаметральной плоскости, а волногаситель позволяет уменьшить заливаемость палубы. Динамика взаимодействия судна с носовой оконечностью традиционной конструкции в таких условиях характеризуется возникновением значительных нагрузок, вызванных асимметричным обтеканием

погруженной палубы, которую можно рассматривать как крыло сложной формы, расположенное под углом атаки к набегающему потоку жидкости. Ситуация усугубляется при наличии фальшборта, увеличивающего нагрузку на корпус судна при обтекании носовой оконечности потоком жидкости (см. параграф 2.5).

Силу, действующую на носовую оконечность традиционной и предлагаемой конструкции, можно оценить исходя из соображений, что на тело, находящееся в потоке жидкости действует сила

$$P_{гидр} = C \cdot S_{погр} \cdot V_{ж}^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (2.58)$$

где C – коэффициент, зависящий от формы тела, числа Рейнольдса (для пластины $C_{пласт} = 1,11$, для цилиндра $C_{цилиндр} = 0,4$);

$S_{погр}$ – площадь наибольшего сечения тела в плоскости, перпендикулярной направлению потока, m^2 ;

ρ – плотность жидкости, kg/m^3 ;

$V_{ж}$ – скорость набегающего на тело потока жидкости, m/c .

Так как для традиционной и предлагаемой конструкции параметры S, V, ρ равны, то отношение сил, действующих на них при обтекании носовой оконечности, равно отношению коэффициентов $C_{пласт}$ и $C_{цилиндр}$, т.е.

$$\frac{P_{гидр\ т.к.}}{F_{гидр\ п.к.}} = \frac{C_{пласт}}{C_{цилиндр}} = \frac{1,11}{0,4} \approx 2,78, \quad (2.59)$$

где $F_{гидр\ т.к.}$ – сила, действующая на традиционную конструкцию при обтекании носовой оконечности;

$F_{гидр\ п.к.}$ – сила, действующая на предлагаемую конструкцию при обтекании носовой оконечности.

Таким образом, предлагаемая конструкция позволяет почти в 3 раза уменьшить гидродинамическую силу, действующую на носовую оконечность судна при её обтекании, что позволяет снизить вероятность захвата судна волной и его гибели как по причине опрокидывания, так и по причине разлома корпуса, а следовательно, повысить безопасность мореплавания.

Для того, чтобы обтекатель не затруднял выполнение погрузочно-разгрузочных и производственных операций на палубе судна, а также не ухудшал обзор судоводителю, он может быть выполнен из отдельных секций с возможностью их перемещения под палубу путём поворота относительно оси, параллельной диаметральной плоскости судна [262]. Данная конструкция представлена на рисунке 2.48 (1 – палуба; 2 – секции обтекателя; 3 – ось секции обтекателя).

В предлагаемой конструкции [262] при возникновении опасности захвата носовой оконечности судна волной секции обтекателя переводятся в положение, при котором они образуют выпуклую цилиндрическую поверхность над палубой судна. В таком случае при погружении носовой оконечности судна в волну поток жидкости действует на секции обтекателя с выпуклой стороны, за счёт чего уменьшается равнодействующая сил давления и исключается возможность смещения этой силы в сторону от диаметральной плоскости судна. Это позволяет существенно снизить нагрузку, действующую на палубу судна в носовой оконечности при её обтекании.

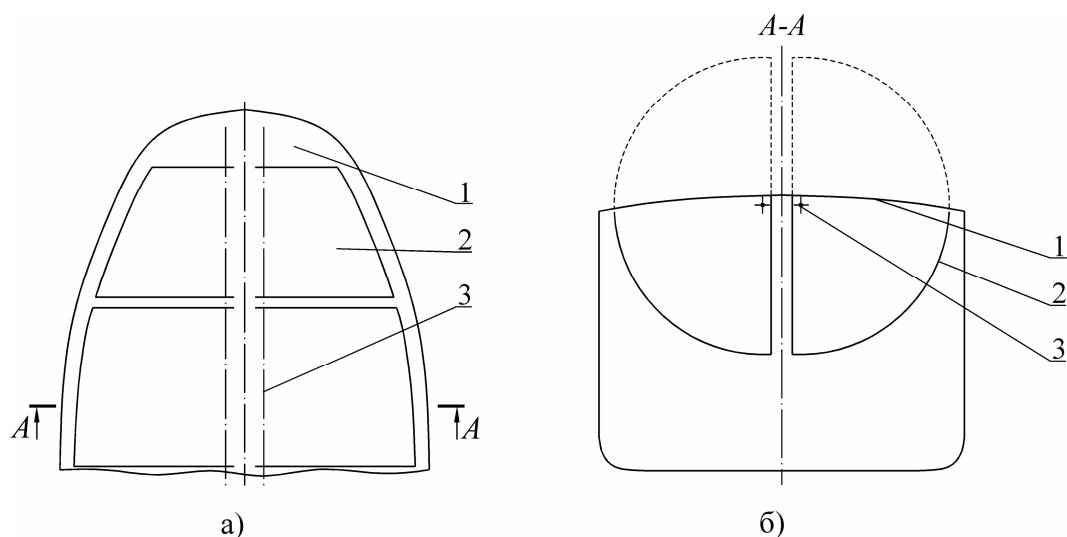


Рисунок 2.48 – Конструкция обтекателя носовой оконечности судна, выполненного из отдельных секций

В условиях нормальной эксплуатации судна, не связанной с воздействием развитого волнения на носовую оконечность, секции обтекателя убираются под палубу путём поворота относительно осей секции обтекателя. Это позволяет

избежать указанных выше недостатков, свойственных конструкции стационарного обтекателя.

Предлагаемая конструкция, не загромождая палубу судна и не ограничивая зону обзора судоводителя в нормальных условиях эксплуатации, дает возможность существенно снизить гидродинамическую силу, действующую на носовую оконечность судна при её обтекании в условиях штормового моря по сравнению с традиционной конструкцией, что повысит безопасность мореплавания.

Поскольку наибольшую опасность при захвате волной носовой оконечности представляет собой опрокидывание судна, то для предотвращения этого была предложена конструкция корпуса, состоящего из двух непроницаемых частей с неразъемным соединением заданной прочности [243]. Для улучшения гидродинамических характеристик и мореходности кормовой непроницаемой части её носовая оконечность может быть выполнена с обратным наклоном форштевня и завалом борта [258].

С отсоединением носовой непроницаемой части гидродинамические нагрузки, действующие на кормовую непроницаемую часть, уменьшатся, что позволит обеспечить безопасность экипажа, у которого будет время на принятие решений по выбору оптимального режима движения судна и мероприятий по улучшению его остойчивости или эвакуацию в случае неблагоприятного развития ситуации [111].

Другим путём предотвращения гибели судна от потери остойчивости является оснащение корпуса судна в носовой оконечности отделяемыми булями. В данном техническом решении при приближении гидродинамической силы, действующей на плоскость палубы в носовой оконечности, к критическому значению происходит отделение булей и судно в носовой оконечности приобретает завал борта и обратный наклон форштевня, за счёт чего снижается гидродинамическая сила, действующая на палубу при захвате волной носовой оконечности. Исключается также опрокидывание судна и разрушение основной части корпуса, причем основная часть корпуса остается на плаву с сохранением

мореходных качеств [248].

Для повышения безопасности судов на развитом встречном волнении их корпуса могут выполняться с изменяемой геометрией палубы в носовой оконечности. Как вариант, корпус может быть оснащен сдвигаемыми булями (рисунок 2.49, где 1 – основная часть корпуса; 2 – сдвигаемые були; 3 – гидроцилиндры; 4 – направляющие). В случае возникновения опасности захвата носовой оконечности судна волной должно происходить смещение сдвигаемых булей с помощью гидроцилиндров по направлению от носа судна к миделю. В результате уменьшится нагрузка, действующая на носовую оконечность, и за счёт увеличения момента инерции площади ватерлинии повышается остойчивость, благодаря чему исключается опрокидывание судна и разрушение его корпуса [251].

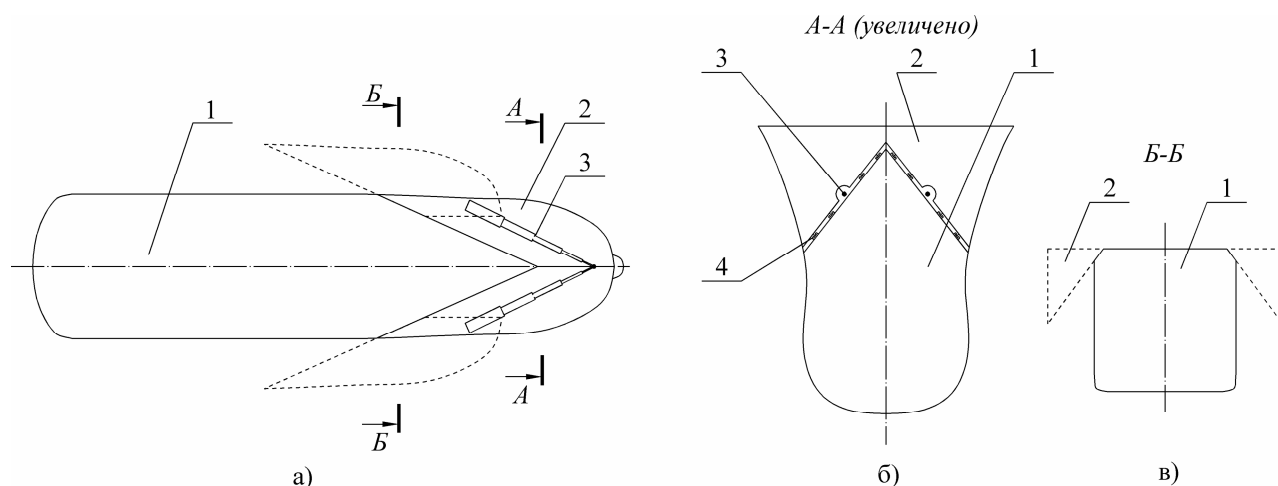


Рисунок 2.49 – Корпус судна, оснащенный сдвигаемыми к миделю булями

В режиме нормальной эксплуатации судна, когда волны не достигают палубы, сдвигаемые були находятся в носовой оконечности и формируют плоскую поверхность палубы. При движении судна на сильном встречном волнении может происходить периодическое погружение в воду носовой оконечности, что ведет к появлению сложного режима обтекания палубы. В таких условиях возможно возникновение значительных нагрузок, действующих на корпус судна, вызванных обтеканием погруженной части палубы, которую можно рассматривать как крыло сложной формы, расположенное под углом атаки к набегающему потоку жидкости. Под действием гидродинамической силы

дифферент судна будет увеличиваться, а параметры его остойчивости резко снижаться (см. параграф 2.3). Это сопровождается ростом напряжений от общего изгиба, что может привести к разрушению корпуса судна. При возникновении опасной ситуации в предлагаемой конструкции по команде судоводителя или бортовой интеллектуальной системы с помощью гидроцилиндров происходит перемещение сдвигаемых булей по направляющим в направлении от носа судна к миделю. После смещения сдвигаемых булей гидродинамические нагрузки, действующие на носовую оконечность основной части корпуса, уменьшатся за счёт разрезающей волны формы носовой оконечности основной части корпуса, которая характеризуется завалом борта и обратным наклоном форштевня. Смещение булей в предлагаемой конструкции сопровождается их удалением от диаметральной плоскости судна, что способствует существенному росту момента инерции площади ватерлинии относительно продольной оси и резкому увеличению поперечного метацентрического радиуса.

Для идентификации опасной ситуации, при которой возникает вероятность захвата волной носовой оконечности судна и, как следствие, необходимость перемещения сдвигаемых булей в направлении от носа судна к миделю, могут быть использованы подходы к контролю динамики судна, изложенные в [143]. Команда на перемещение булей может отдаваться как судоводителем, так и бортовой интеллектуальной системой в автоматическом режиме.

Для повышения безопасности судна в условиях штормового моря на встречном волнении его корпус может быть выполнен в виде основной части корпуса, имеющей в верхней части обтекаемый профиль, и сдвигаемых булей, снабженных упругими элементами. Их жёсткость должна обеспечивать смещение сдвигаемых булей при нагрузке меньшей, чем вызывающая потерю остойчивости судна или возникновение в его корпусе недопустимых напряжений от общего изгиба (рисунок 2.50, где 1 – основная часть корпуса; 2 – сдвигаемые були; 3 – упругий элемент; 4 – направляющая; 5 – скользящая шайба).

В данном техническом решении [252] при приближении гидродинамической силы, действующей на носовую оконечность, к критическому

значению происходит смещение сдвигаемых булей по направлению от палубы к днищу, что улучшает обтекание корпуса судна и снижает действующую на него нагрузку, за счёт чего исключается опрокидывание судна и разрушение его корпуса.

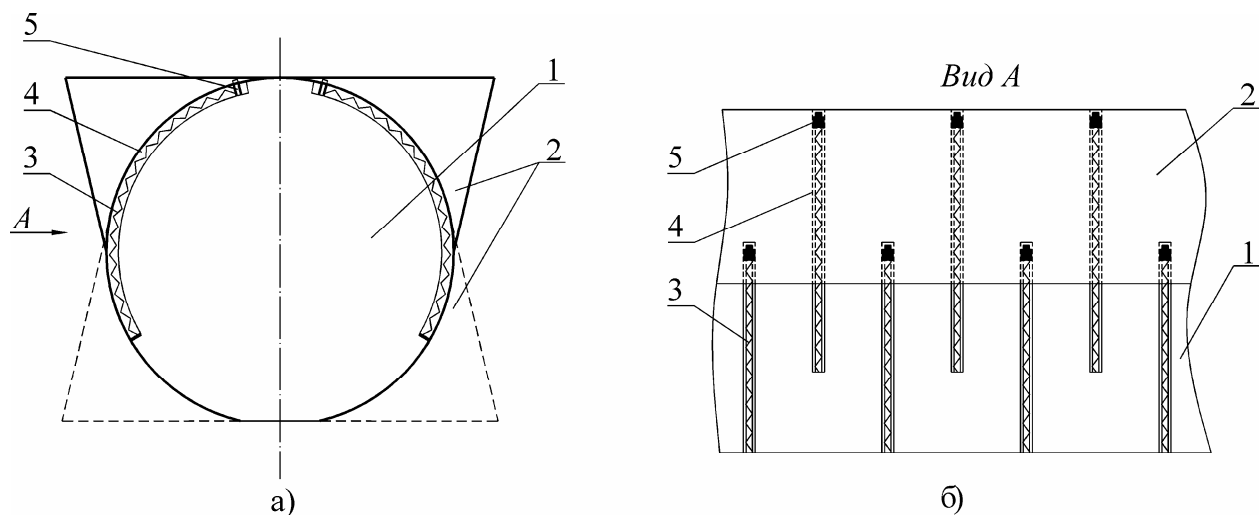


Рисунок 2.50 – Корпус судна, оснащенный сдвигаемыми к днищу булями

При приближении гидродинамической силы к критическому значению в предлагаемой конструкции произойдет смещение сдвигаемых булей по направлению от палубы к днищу с преодолением сопротивления упругих элементов, установленных в направляющих. После смещения сдвигаемых булей гидродинамические нагрузки, действующие на основную часть корпуса, уменьшатся за счёт обтекаемой формы обводов в носовой оконечности основной части корпуса. Такая форма обводов позволит снизить нагрузку на носовую оконечность при её обтекании со стороны палубы более чем в два раза по сравнению с традиционной конструкцией, характеризующейся наличием плоских поверхностей палубы в соответствии с (2.58) и (2.59). Причём, после перемещения сдвигаемых булей в нижнее положение условия обтекания корпуса судна по направлению от днища к палубе ухудшатся, то есть возрастет сопротивление движению носовой оконечности вниз, что уменьшит её погружение в воду и, как следствие, снизит величину воспринимаемой гидродинамической силы. После прекращения действия гидродинамической нагрузки сдвигаемые були займут свое первоначальное положение на основной

части корпуса под действием упругих элементов. В итоге, при отсутствии воздействия экстремальных нагрузок на носовую оконечность в случае реализации предлагаемой конструкции судно будет иметь значительную площадь ватерлинии и, соответственно, обладать высокой поперечной остойчивостью.

В качестве упругих элементов могут быть использованы, например, витые цилиндрические пружины, соединенные с установленными в направляющих скользящими шайбами, которые должны иметь возможность перемещения внутри направляющих, но воспринимать усилия, направленные перпендикулярно направляющим. В качестве направляющих может быть использована, например, труба с продольной прорезью, изогнутая по форме основной части корпуса и жестко соединенная с ней. Скользящая шайба может быть выполнена, например, в виде диска с таким диаметром, чтобы при помещении его в трубу между её внутренними стенками и наружной цилиндрической поверхностью диска имелся зазор заданной величины для обеспечения свободного перемещения скользящей шайбы вдоль направляющей (при отсутствии упругих элементов) и малого перемещения в перпендикулярном направлении. Соединение сдвигаемых булей и скользящих шайб может быть выполнено, например, за счёт оснащения скользящих шайб выступами, проходящими через продольную прорезь в трубе и выходящими за её наружную поверхность. К указанным выступам сдвигаемые були могут быть прикреплены, например, с использованием сварки, клепки либо резьбовых соединений. Перемещение сдвигаемых булей и соединенных с ними скользящих шайб вниз по направляющим будет происходить с преодолением сопротивления упругих элементов, перемещение в противоположном направлении будет осуществляться под действием упругих элементов.

Для обеспечения своевременного перемещения сдвигаемых булей жесткость упругих элементов должна быть такой, что их деформирование будет происходить при достижении критической величины гидродинамической силы, соответствующей предельно допустимому падению метацентрической высоты или трансформации диаграммы статической остойчивости для данного судна, либо предельно допустимому росту напряжений от общего изгиба в его корпусе.

Указанное значение гидродинамической силы может быть оценено для каждого конкретного судна с использованием аппарата теории корабля и строительной механики корабля согласно изложенному в параграфах 2.2–2.4.

Для повышения безопасности судов в условиях штормового моря на развитом встречном волнении также может быть использована конструкция корпуса с поворотной носовой оконечностью [254], где плоская палуба и фальшборт после поворота носовой оконечности работают как крыльевая система, препятствующая погружению носовой оконечности судна в воду, что предотвращает зарывание судна носом в волну.

Для снижения гидродинамических нагрузок, действующих на палубу судна в носовой оконечности при зарывании носом в волну, судно может быть оснащено нижней палубой обтекаемой формы, а также верхней плоской секционной палубой, состоящей из шарнирно скрепленных секций палубы и снабженной барабанами для укладки указанных секций [255]. Такая конструкция корпуса судна (рисунок 2.51) состоит из наружной обшивки и балок набора, формирующих нижнюю палубу обтекаемой формы 2 и верхнюю плоскую секционную палубу 1, состоящую из подкрепленных ребрами жесткости секции палубы 10 секций палубы 5, соединенных палубными шарнирами 6 и лежащих на бимсах 4. В районе диаметральной плоскости судна установлены барабаны 3, к которым присоединены примыкающие секции палубы 5. В верхней части бортового перекрытия установлены при помощи бортовых шарниров 8 шарнирно закрепленные секции бортового перекрытия 7, снабженные упругими элементами 9.

В данном техническом решении в условиях шторма при возникновении опасности захвата волной носовой оконечности судна осуществляется наматывание верхней плоской секционной палубы на барабаны. Тогда при погружении носовой оконечности в воду будет происходить обтекание не плоской поверхности, а нижней палубы обтекаемой формы, что приведет к снижению гидродинамических нагрузок на палубу судна в его носовой оконечности (рисунок 2.51,а,б). При этом шарнирно закрепленные секции

бортового перекрытия (рисунок 2.51, в) будут отклоняться от положения равновесия, и вода будет стекать с нижней палубы обтекаемой формы.

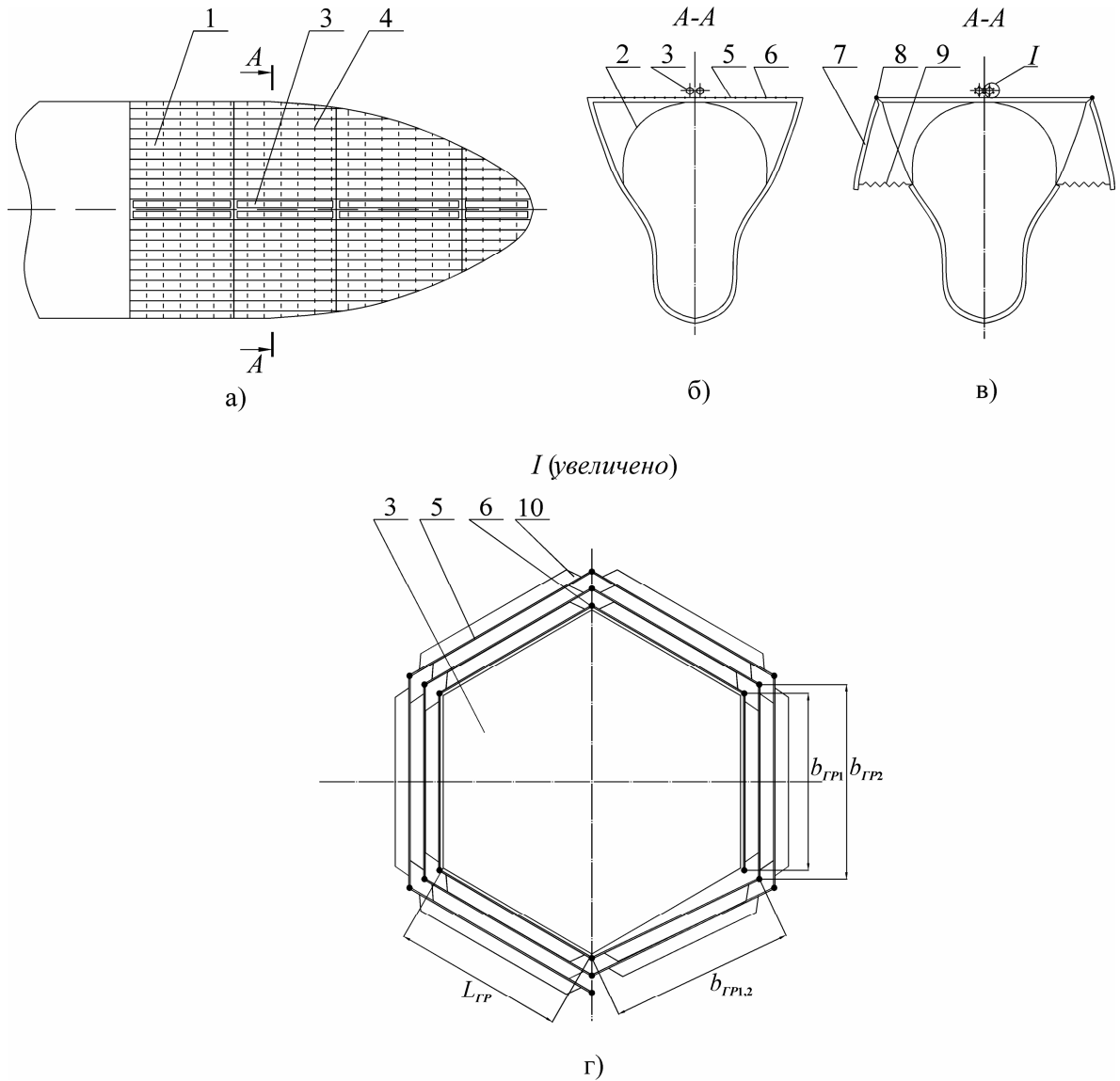


Рисунок 2.51 – Корпус судна с секционной палубой

Для обеспечения беспрепятственного наматывания на барабаны верхней плоской секционной палубы она разбивается на части по длине судна, а по ширине судна состоит из соединенных палубными шарнирами секций палубы. Их ширина определяется диаметром барабана, его формой, толщиной обшивки, высотой ребра жесткости секции палубы, а также порядковым номером секции, отсчитываемым от ближайшей к барабану секции палубы. Для придания жесткости конструкции секции палубы снабжены ребрами жесткости, а бимсы выполнены в виде сдвоенных балок, зазор между которыми соответствует толщине ребра жесткости. В развернутом состоянии верхней плоской секционной

палубы может осуществляться крепление ребер жесткости секции палубы к бимсам.

На рисунке 2.51,г представлен шестигранный барабан (число граней $N_{ГР} = 6$). При наматывании верхней плоской секционной палубы в каждом слое секций палубы, уложенных на барабан, должно быть $N_{ГР} - 1 = 5$ одинаковых секций, а также одна отличающаяся по длине, служащая для перехода на следующий уровень. Поэтому ширина первых пяти секций палубы, ближайших к барабану, должна приниматься равной длине его грани, т.е. $b_{ГР1} = L_{ГР}$. Ширина $b_{ГР2}$ (мм) пяти одинаковых секций палубы, образующих при наматывании на барабан второй слой, должна определяться выражением

$$b_{ГР2} = b_{ГР1} + \frac{2}{\sqrt{3}}(h_{ГР} + t_{ГР}), \quad (2.60)$$

где $h_{ГР}$ – высота ребра жесткости секции палубы, мм;

$t_{ГР}$ – толщина обшивки секции палубы, мм.

Так, при длине грани барабана $L_{ГР} = 600$ мм имеем: $b_{ГР1} = 600$ мм, $b_{ГР2} = 669,3$ мм. Аналогично может быть определена ширина $b_{ГРn}$ (мм) секций палубы, образующих слой с номером n при наматывании на барабан

$$b_{ГРn} = b_{ГРn-1} + \frac{2}{\sqrt{3}}(h_{ГР} + t_{ГР}), \quad (2.61)$$

где $b_{ГРn-1}$ – ширина секций палубы, образующих при наматывании на барабан слой с номером $n-1$, мм.

В общем случае, когда число граней барабана равняется $N_{ГР}$, ширина секций палубы должна определяться из выражения

$$b_{ГРn} = b_{ГРn-1} + 2 \cdot \tan\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot N_{ГР}}\right) \cdot (h_{ГР} + t_{ГР}), \quad (2.62)$$

где $b_{ГРn}$ – ширина секций палубы, образующих при наматывании на барабан слой с номером n , мм;

$b_{ГРn-1}$ – ширина секций палубы, образующих при наматывании на барабан слой с номером $n-1$, мм;

N_{GP} – количество граней барабана.

Ширина секции палубы, на которой осуществляется переход на следующий уровень при наматывании верхней плоской секционной палубы на барабан, определяется из выражения

$$b_{GPn-1,n} = \frac{\sqrt{b_{GPn-1}^2 + b_{GPn}^2 - 2 \cdot b_{GPn-1} \cdot b_{GPn} \cdot \cos\left(\frac{360^\circ}{N_{GP}}\right)}}{2 \cdot \sin\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot N_{GP}}\right)}, \quad (2.63)$$

где b_{GPn} – ширина секций палубы, образующих при наматывании на барабан слой с номером n , мм;

b_{GPn-1} – ширина секций палубы, образующих при наматывании на барабан слой с номером $n-1$, мм;

$b_{GPn-1,n}$ – ширина секции палубы, на которой осуществляется переход со слоя с номером $n-1$ на слой с номером n , мм;

N_{GP} – количество граней барабана.

Так, в приведенном выше примере шестигранного барабана с длиной грани $L_{GP} = 600$ мм должно быть $b_{GP1,2} = 637,3$ мм.

При отсутствии обтекания нижней палубы обтекаемой формы потоком жидкости, шарнирно закрепленные секции бортового перекрытия прижимаются к корпусу судна под действием упругих элементов. При накрени судна шарнирно закрепленные секции бортового перекрытия будут дополнительно прижиматься к корпусу давлением забортной воды, предотвращая её поступление в пространство между нижней палубой обтекаемой формы и верхней плоской секционной палубой. Таким образом, при реализации предлагаемой конструкции судно будет иметь значительную площадь ватерлинии и, соответственно, обладать высокой поперечной остойчивостью.

Нельзя не отметить, что любые конструктивные, а особенно архитектурные, изменения в носовой оконечности нужно рассматривать не только с позиций обеспечения прочности корпуса, но и с позиций уменьшения отрицательных

гидродинамических явлений, возникающих при захвате волной носовой оконечности судна.

Выводы по второй главе

В данной главе было показано, что при зарывании носовой оконечности в волну происходит генерирование гидродинамической силы на плоских поверхностях палубы в носовой оконечности судна с последующим захватом волной носовой оконечности судна. Это приводит, с одной стороны, к трансформации эпюры изгибающего момента и перерезывающих сил, что объясняет случаи нетипичного разрушения корпусов судов. С другой стороны, та же сила приводит к обнулению метацентрической высоты и резкой трансформации диаграммы статической остойчивости при сравнительно небольших нагрузках на палубу судна в носовой оконечности, имеющих порядок малого груза. При этом создается и опрокидывающий момент, так как вектор силы будет несколько смещен относительно диаметральной плоскости судна. В результате создается опасная ситуация, при которой возможно либо разрушение корпуса судна, либо его опрокидывание.

Установлена отрицательная роль фальшборта при обтекании палубы в носовой оконечности, заключающаяся в увеличении гидродинамических нагрузок на величину до 25%; даны рекомендации по снижению указанных нагрузок путём установки в носовой оконечности фальшборта с поворотными секциями или леерного ограждения.

Модифицировано уравнение килевой качки путём введения компонентов, отражающих физические эффекты при захвате носовой оконечности судна волной, что позволяет определять величину гидродинамических давлений на носовую оконечность.

Предложена методика оценки дополнительных динамических изгибающих моментов, вызванных гидродинамическим давлением на палубу судна в носовой оконечности в процессе захвата её волной.

Представлены предложения по совершенствованию нормирования общей прочности судов, учитывающие особенности их взаимодействия с внешней средой в экстремальных условиях эксплуатации.

Предложена методика, позволяющая выбирать профиль седловатости палубы из условия ограничения величины гидродинамических нагрузок на палубу судна в носовой оконечности. Разработан комплекс конструктивных решений, направленных на предотвращение захвата волной носовой оконечности, что позволяет повысить безопасность судов в штормовых условиях на встречном волнении.

Предложена классификация процесса заливаемости корпусов промысловых судов исходя из оценки гидродинамического давления на палубу в носовой оконечности.

Разработана математическая модель, дающая возможность оценивать вероятность встречи судна с аномальными волнами.

На основании проведенных исследований можно рекомендовать следующие варианты по конструктивному оформлению судов в носовой оконечности:

- прежде всего, заменить фальшборт в носовой оконечности на леерное ограждение, если расчёт показывает, что на заданном режиме волнения осуществляется заливание носовой оконечности судна с генерацией гидродинамических усилий, резко снижающих метацентрическую высоту судна;

- установить успокоитель качки в соответствии с рисунком 2.44 или рисунком 2.45 (патенты РФ на изобретение №2582328, №2621407) и одновременно модернизировать фальшборт по схеме, представленной на рисунке 2.46 (патент РФ на изобретение №2595094), если после снятия фальшборта величина гидродинамических усилий, генерируемых на палубе, остается достаточно высокой;

- уменьшить гидродинамическую нагрузку, действующую на палубу судна, за счёт соответствующего выбора седловатости палубы по методике, представленной в параграфе 2.8;

– установить в носовой оконечности обтекатель или модернизировать носовую оконечность по одной из предложенных в параграфе 2.10 схем, если гидродинамическая нагрузка на палубе снижается недостаточно.

Снижение гидродинамического давления при модернизации по одному из предложенных вариантов одновременно приведет и к снижению дополнительного гидродинамического изгибающего момента.

ГЛАВА 3

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ СУДОВЫХ ПЛАСТИН В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Одним из видов заливаемости судов является забрызгиваемость. Совершенно безобидное при положительной температуре явление при низких температурах приводит к опаснейшей ситуации, связанной с обледенением судов. Резкое нарастание масс льда выше ватерлинии приводит к падению метацентрической высоты и опрокидыванию. Самым эффективным средством борьбы с обледенением является скалывание льда, если погодные условия позволяют, но в штормовых же условиях эта операция практически не выполнима.

Так, 16 января 1954 г. началось интенсивное обледенение СРТ «Промысловик», шедшего в Петропавловск для сдачи улова [154]. Несмотря на работы по скалыванию льда судно получило значительный крен, в результате чего проводить работы по удалению льда стало невозможно. Для спасения экипажа капитан направил судно на отмель, и оно затонуло в ночь с 16 на 17 января после эвакуации людей на берег.

В условиях, когда порты-убежища далеко, единственным вариантом спасения судна и экипажа является заход судна в битый лёд или сплошные ледяные поля даже при отсутствии соответствующих ледовых усилений. Известны случаи, когда целые промысловые экспедиции оказывались в зоне активного циклона, в результате чего одновременно более ста судов подвергались опасности обледенения и укрывались во льдах [154]. К примеру, экипаж СРТР «Орлан» на протяжении трех суток 17, 18 и 19 января 1965 г. боролся с обледенением, лёд скалывали непрерывно в две смены, но нарастание льда удалось остановить только после захода в лёд.

Но, как известно, при заходе в лёд корпуса судов получают серьезные повреждения, которые в определенных случаях могут привести к нарушению местной прочности бортовых перекрытий и потере герметичности корпуса с последующим возможным затоплением судна. Ситуации с обледенением судов

флота рыбной промышленности происходят регулярно, несмотря на наличие прогнозов погоды, которые получают судоводители. Качество этих прогнозов оставляет желать лучшего [176], к тому же циклоны могут резко менять направление движения и заставить судоводителя врасплах [26]. Для улучшения точности прогнозов в Морской доктрине предусмотрено развитие и модернизация объектов гидрометеорологической наблюдательной сети, как отмечалось выше (глава 1).

Аналогичные повреждения пластин в районе переменной ватерлинии образуются и при работе добывающих промысловых судов по лову рыбы в районах с плавающим битым льдом [52, 93, 182, 201, 207, 223, 278, 297, 311, 331, 342, 346]. При деформировании пластин за пределом упругости возникает целый ряд специфических явлений, связанных, прежде всего, с резким изменением распорных характеристик конструкций. В процессе контактного взаимодействия льда с обшивкой распределение нагрузки по ширине пластины может изменяться таким образом, что в средней ее части интенсивность будет несколько ниже, чем у опор, и это различие будет усиливаться не только с изменением начальных остаточных прогибов пластин, но и в процессе нагружения при различных ее уровнях.

Проведение швартовых операций в открытом море на волнении также приводит к повышенной повреждаемости корпусов в районах штатной кранцевой защиты и при жёстких навалах. Этой проблемой занимались многие исследователи [4, 5, 8, 15, 16, 17, 21, 26, 35, 42, 44, 46, 56, 157, 158, 161, 163, 167, 177, 179, 183, 184, 190, 195, 206, 208, 225, 265, 280, 281, 286, 287, 291, 294, 298, 306, 330], но в полном объеме она так и не решена.

Обеспечение местной прочности корпуса, в том числе, его листовых и балочных элементов, при действии локальных эксплуатационных нагрузок рассмотрено в настоящей главе и главе 4 настоящей работы. Представленные расчетные методики позволяют оценить риск разрушения элементов корпуса при действии ледовых и иных интенсивных локально распределенных нагрузок.

В отдельных экстремальных случаях эксплуатации необходимо знать

закономерности деформирования пластин при развитых прогибах при различной степени локализации внешней нагрузки, для того, чтобы вовремя, не доводя до разрушения пластины, реализовать тот или иной способ их подкрепления, представленный в главе 5 настоящей работы.

Что касается гофрировки, которая является прогрессирующим дефектом, необходимо исследовать процесс накопления прогибов пластин при развитых пластических деформациях. Большой объем повреждений по всему перекрытию в районе переменной ватерлинии может изменить закономерности разрушения пластин из-за резкого падения их распорных характеристик. Поэтому необходимо исследовать изменение риска разрушения пластинчатых элементов в зависимости от технического состояния составных элементов перекрытий судов [273, 274].

Комплексное решение всех обозначенных вопросов позволит более обоснованно назначать толщины пластин при проектировании корпусов судов с учетом действия интенсивных локально распределенных нагрузок в экстремальных условиях эксплуатации, оценить допускаемый срок эксплуатации конструкций, а также вовремя принять меры, связанные с реализацией подкреплений. Учитывая, что пластины составляют 60–70% веса корпуса судна, можно добиться существенного снижения его металлоемкости за счет уточнения размеров листовых элементов.

Предложенные расчетные алгоритмы позволяют решать и обратную задачу, то есть по остаточным прогибам определять величины внешних эксплуатационных нагрузок.

3.1 Исследование закономерностей деформирования локально нагруженных пластин

Повышение точности инженерных методов расчета элементов конструкций корпусов судов, в том числе пластин, связано с уточнением распределения их площади, работающей в составе «жёстких» и «гибких» связей. Такой традиционный подход для пластинчатых конструкций, используемый ещё со

времен И.Г. Бубнова при составлении уравнения совместности деформирования «жестких» и «гибких» связей для расчёта эквивалентного бруса во втором приближении, был с успехом применен и для анализа деформирования локально нагруженных пластин, работающих в упруго-пластической области. На основании анализа деформирования локально нагруженных конструкций, посчитанных численными методами [194], Е.А. Павлиновой были предложены формулы, позволяющие выделить часть листовых элементов, работающую как «гибкий» элемент, в зависимости от пятна нагружения:

$$b_{\Gamma} = \frac{b_H}{\Psi_H}; \quad (3.1)$$

$$\begin{cases} \Psi_H = \sin \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{b_H}{a} + 0,25 \right) \right] & \text{при } \frac{b_H}{a} \leq 1,75, \\ \Psi_H = 1 & \text{при } \frac{b_H}{a} > 1,75, \end{cases} \quad (3.2)$$

где b_{Γ} – ширина «гибкого» участка, м;

b_H – ширина пятна нагрузки, м;

a – поперечная шпация перекрытия, м;

Ψ_H – редуцированный коэффициент нагруженности средней балки-полоски, учитывающий поддерживающее влияние ненагруженных её частей и поперечных опорных кромок.

Обработанные автором результаты экспериментальных исследований, проведенных в ОЛЭППС, позволили получить закономерности распределения цепных усилий при локальном нагружении пластин. Эксперименты проводились на серии конструктивно подобных жестяных моделей с использованием специальной матрицы для крепления этих моделей [122, 131, 324]. Нагружение моделей осуществлялось различными пуансонами через гибкую прокладку (рисунок 3.1).

Фиксирование распределения напряжений осуществлялось при помощи тензометрирования. Тензодатчики устанавливались с двух сторон пластины в направлении вдоль короткой стороны, чтобы иметь возможность выделить

изгибные и цепные усилия. Для повышения надежности работы тензорезисторов их размещали преимущественно вдоль линии, соответствующей точке перегиба пластины (рисунок 3.2).

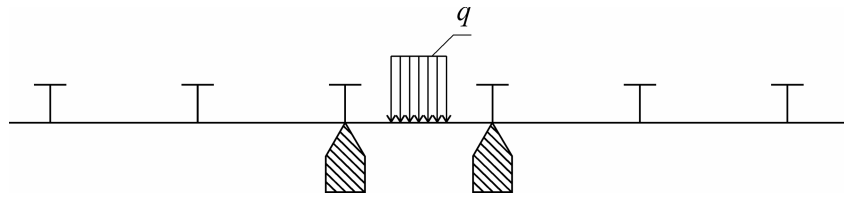


Рисунок 3.1 – Схема нагружения модели

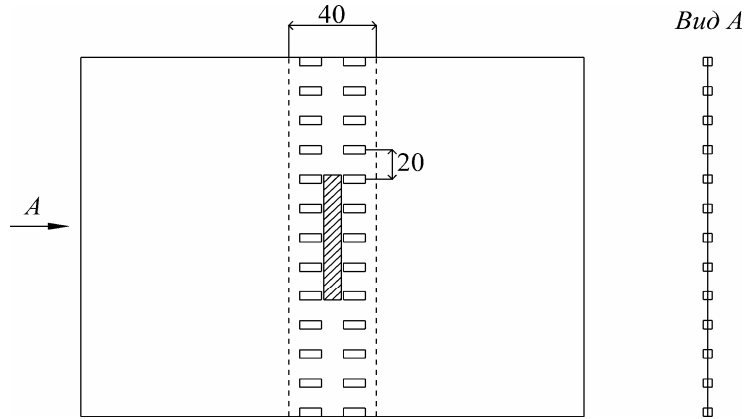


Рисунок 3.2 – Схема нагружения моделей и расстановки тензорезисторов

Нагружение осуществлялось ступенями, на каждой из которых определяли прогиб пластины и распределение напряжений. Типовая эпюра распределения цепных усилий в связях конструкции представлена на рисунке 3.3. Обращает на себя внимание тот факт, что смена знака цепных усилий происходит практически в окрестности одной и той же точки независимо от уровня нагружения пластины. Это позволяет сделать вывод: соотношение «гибких» и «жестких» элементов в процессе деформирования не изменяется.

Экспериментальные исследования позволили получить формулу для определения ширины «гибкой» связи в зависимости от пятна нагружения

$$\bar{b}_Г = \sqrt{\bar{b}_H} \cdot \left(0,9 \cdot e^{\frac{\bar{b}_H^{1,8}}{2,2}} + \sqrt{\bar{b}_H} \right), \quad (3.3)$$

где $\bar{b}_Г = b_Г / a$ – относительная ширина «гибкого» участка;

$\bar{b}_H = b_H / a$ – относительная ширина пятна нагрузки.

Графическая интерпретация этой формулы представлена кривой 2 на рисунке 3.4 вместе с кривой изменения ширины «гибких» связей в зависимости от

пятна нагружения, построенной на основании формулы Е.А. Павлиновой (кривая 1). Графики показывают, что в некоторых зонах нагружения от $\bar{b}_H = 0,5$ до $\bar{b}_H = 2$ погрешности в определении размеров «гибких» связей могут быть весьма существенными. Так, например, при $\bar{b}_H = 1$ формулы (3.1) – (3.2) дают значение $\bar{b}_r = 1,2$, а по формуле (3.3) получается $\bar{b}_r = 1,6$. Таким образом, расхождение может достигать 33%, что не допустимо, так как вносит серьёзную погрешность в расчёты [323, 324].

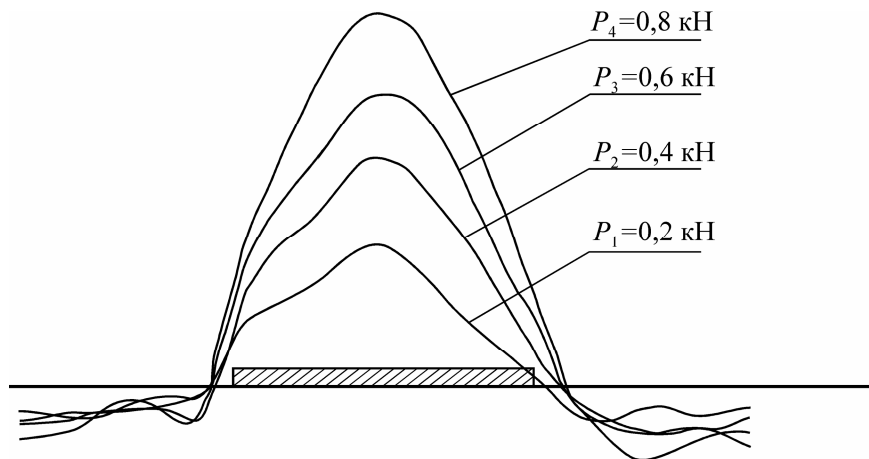


Рисунок 3.3 – Эпюры цепных усилий

Эксперименты на жестяных моделях были дополнены проведенными в ОЛЭППС испытаниями серии крупномасштабных моделей с толщиной обшивки 5 мм (полунатурные конструкции). Нагружение осуществлялось на 500 тонном прессе ПММ-500, результаты испытаний обрабатывались автором. Схема экспериментальной установки изображена на рисунке 3.5.

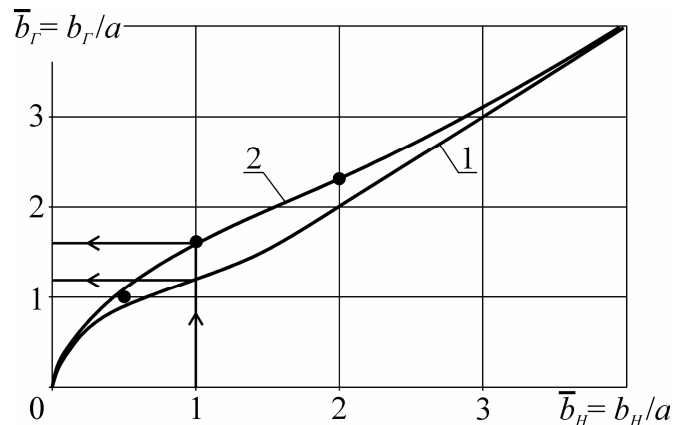


Рисунок 3.4 – Зависимость ширины «гибкого» участка пластины от размеров пятна нагружения

На рисунке 3.6 показана конструкция испытуемого перекрытия с габаритными размерами 800×2000 мм.

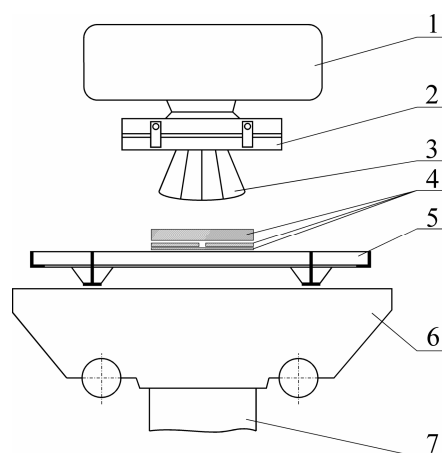


Рисунок 3.5 – Схема нагружения полунатурного перекрытия: 1– верхняя траверса пресса; 2– система крепления пуансона; 3– пуансон; 4– прокладки; 5– испытуемое перекрытие; 6– тележка; 7– нижняя подвижная траверса

Перекрытие (рисунок 3.6) включает в себя два ребра жесткости таврового профиля с размерами стенки и полки $\frac{6 \times 80}{6 \times 60}$ и отрезки рамных связей таврового профиля с размерами $\frac{6 \times 120}{6 \times 60}$. Расстояние между ребрами жесткости 400 мм, расстояние между рамными связями 1200 мм, материал – сталь марки 4с. Механические характеристики материала устанавливались испытанием образцов на разрывной машине. Для обеспечения граничных условий по контуру перекрытия приварен уголок.

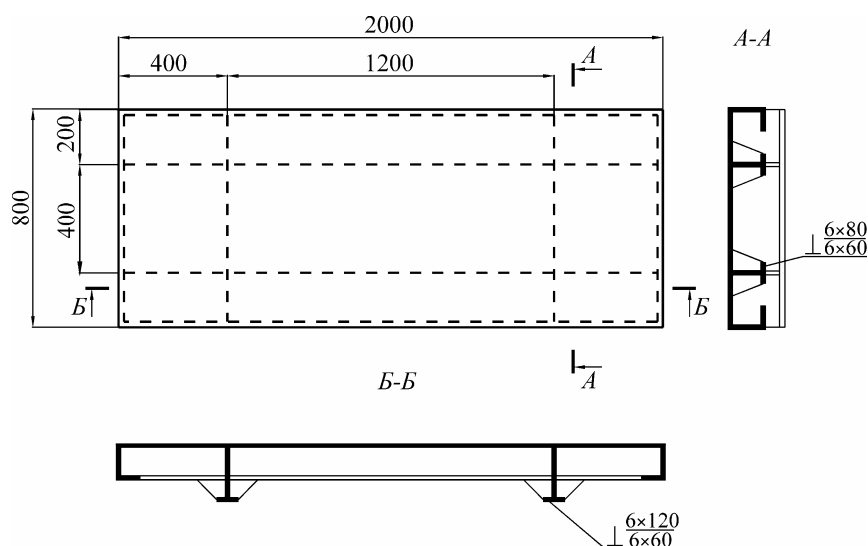


Рисунок 3.6 – Схема испытуемого перекрытия

Во время испытаний перекрытие подвергалось действию поперечной нагрузки, равномерно распределенной в центре пластины на прямоугольном участке с размерами 200×400 мм, который располагался симметрично между двумя соседними ребрами жесткости, а его длинная сторона была параллельна этим ребрам. Распределение нагрузки осуществлялось передачей усилия от пресса на пластину через жёсткий пуансон с радиусом кривизны 500 мм, под который помещались резиновые прокладки толщиной 50 мм для выравнивания давлений.

Измерение деформаций осуществлялось тензодатчиками сопротивления с базой 10 мм, фиксирование показаний осуществлялось с помощью цифрового тензометрического моста ЦТМ. Датчики для фиксации распределения цепных усилий наклеивались с двух сторон пластины вдоль линии ее перегиба по схеме, аналогичной приведенной на рисунке 3.7, измерение прогибов производилось индикаторами часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Нагружение пластины производилось ступенями 30, 60, 90, 120, 150 кН. На каждой ступени создавалось превышение заданной нагрузки на 1,0-1,5%, давалась выдержка 1-2 мин. и производилась разгрузка до величины заданной нагрузки, после чего выполнялись замеры прогибов перекрытия и характера распределения усилий в пластине (рисунок 3.7). Результаты экспериментов на крупномасштабных моделях, представленные в настоящей работе, а также монографии [63], хорошо согласуются с результатами модельных испытаний, что позволяет рекомендовать формулу (3.3) для практического использования.

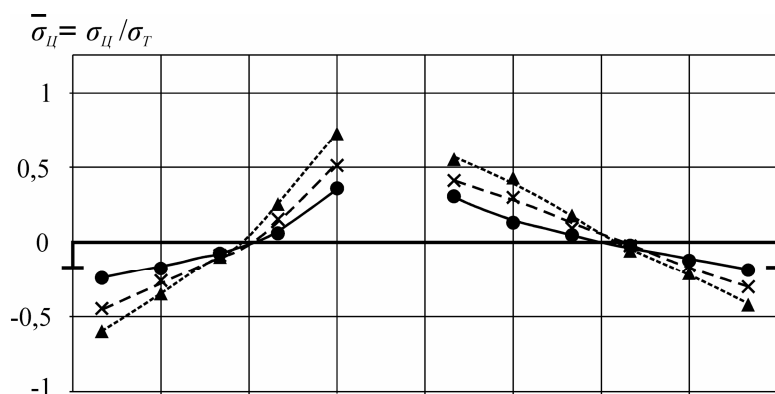


Рисунок 3.7 – Распределение цепных усилий в полунатурном перекрытии

Корректировка соотношения между жесткими и гибкими связями при локальном нагружении пластины позволяет откорректировать значения

коэффициента распора, что представлено на рисунке 3.8.

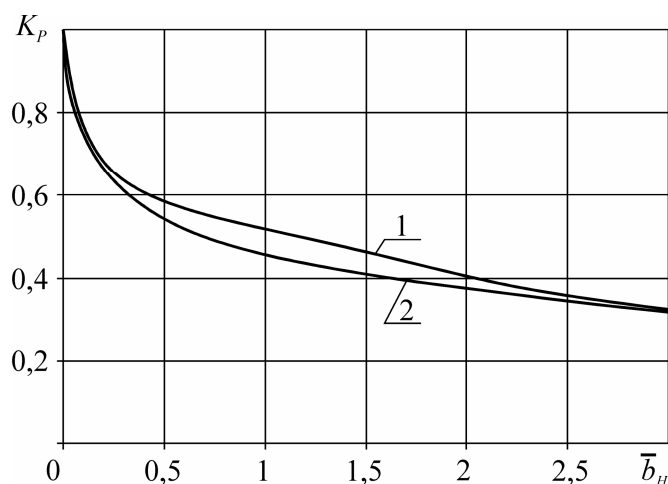


Рисунок 3.8 – Зависимость коэффициента распора пластины от ширины пятна приложения нагрузки: 1– с использованием формулы Е.А. Павлиновой;

2– с использованием предлагаемой формулы

Как видно из этого рисунка, откорректированные значения коэффициента распора в диапазоне изменения \bar{b}_H 0,5 ÷ 2 несколько ниже, чем посчитанные по формуле, приведенной в [63], причем максимальные расхождения составляют почти 13% при $\bar{b}_H \cong 1,25$. Необходимо также заметить, что завышение значений коэффициента распора в [63] ведет к ошибкам в опасную сторону.

3.2 Методика расчета судовых пластин, воспринимающих контактные нагрузки с падающей интенсивностью при изменении степени недогрузки

Вопросам изгиба пластин под воздействием контактной нагрузки уже уделялось внимание в работах [61, 63, 186], где коэффициент недогрузки γ в процессе деформирования оставался постоянным. В ряде случаев это не соответствует действительности, поэтому интересно исследовать процесс деформирования судовых пластин, когда коэффициент недогрузки γ является переменной величиной. В данной работе исследуются закономерности деформирования пластины для случая, когда коэффициент недогрузки γ является линейной функцией прогиба:

$$\gamma = k_\gamma \cdot \bar{w}, \quad (3.4)$$

где \bar{w} – максимальный прогиб балки-полоски в середине пролета, отнесенный к ее толщине.

Для изучения процесса деформирования следует рассмотреть произвольно заделанную пластину, находящуюся в состоянии сложного цилиндрического изгиба (рисунок 3.9), к которой приложена нагрузка

$$q(x) = q_0 \left[1 - \frac{\gamma}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \right], \quad (3.5)$$

где $\gamma = \frac{q_1}{q_0}$ – коэффициент недогрузки γ , характеризующий падение интенсивности нагрузки в пролете;

q_0 – интенсивность равномерно распределенной нагрузки в начале процесса деформирования, Н/м;

q_1 – максимальное значение интенсивности нагрузки, распределенной по косинусоидальному закону [78], Н/м.

Суммарное значение нагрузки, действующей на балку-полоску пластины:

$$P_q = \int_0^l q_0 \left[1 - \frac{\gamma}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \right] dx, \quad (3.6)$$

где l – длина пролета, м.

Весь процесс деформирования распадается на стадии (рисунок 3.9). Первая, упругая, стадия деформирования в свою очередь подразделяется на две подстадии. Если $\gamma \leq 1$, то нагрузка распределена по всей длине балки-полоски, но с падающей интенсивностью в средней части пролета (рисунок 3.9,б).

Если $\gamma > 1$, то средняя часть балки-полоски на длине $2e$ остается без нагрузки, а нагрузка будет действовать только на участке балки от 0 до c , как это показано на рисунке 3.9,в. Длина нагруженного участка c может быть определена из условия

$$q_0 \left[1 - \frac{\gamma}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi c}{l} \right) \right] = 0; \quad (3.7)$$

$$c = \frac{l}{2\pi} \arccos \frac{\gamma - 2}{\gamma}. \quad (3.8)$$

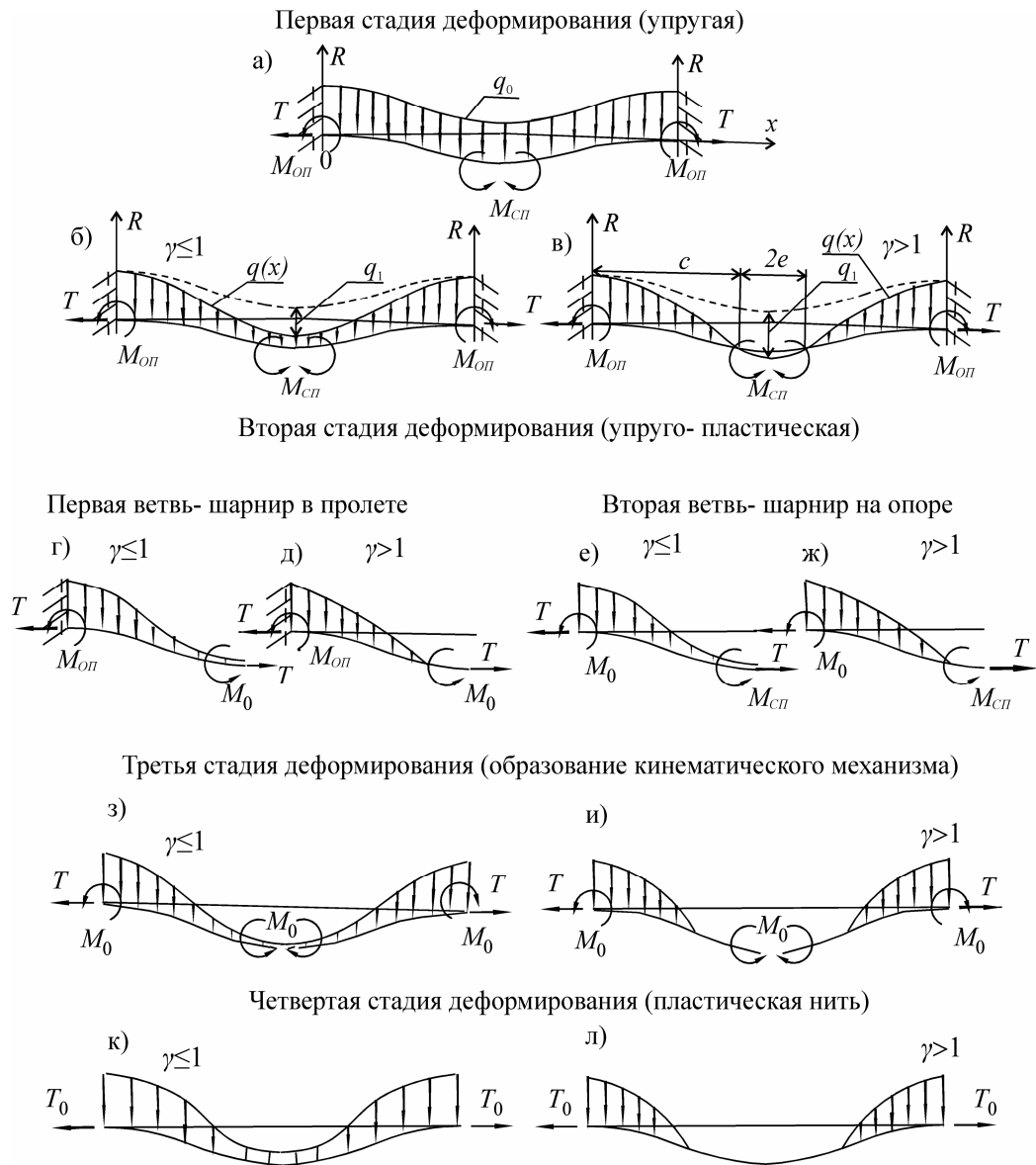


Рисунок 3.9 – Схема деформирования балки-полоски под действием нагрузки с падающей интенсивностью

В этом случае суммарное значение нагрузки, действующей на пластину:

$$P_q = 2 \int_0^c q_0 \left[1 - \frac{\gamma}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \right] dx, \quad (3.9)$$

а длина участка балки, на котором нагрузка отсутствует, будет определяться из следующего выражения:

$$e = \frac{l}{2} - c. \quad (3.10)$$

Расчёт балки-полоски, выделенной из пластины, осуществляется в рамках реализации методики, основанной на гипотезе «о мгновенном раскрытии

пластических шарниров». Суть методики заключается в том, что для каждой расчетной схемы балки-полоски выполняется аппроксимация прогиба какой-либо функцией, удовлетворяющей граничным условиям балки-полоски в рассматриваемой стадии. Затем составляется система двух уравнений – равновесия и совместности деформаций, из решения которой определяются все параметры изгиба балки-полоски, включая прогиб и продольные силы. Переход из одной стадии деформирования в следующую осуществляется при достижении изгибающим моментом на опоре или в пролете предельного значения. Затем рассматривается деформирование балки-полоски в следующей стадии деформирования с использованием представленного выше алгоритма. Снова выбирается функция упругой линии балки-полоски в этой стадии, удовлетворяющая новым граничным условиям, после чего составляется система уравнений равновесия и совместности деформаций, из решения которой определяются искомые параметры изгиба балки-полоски. Результаты расчетов представлены на рисунке 3.10.

В качестве примера были рассчитаны жёстко защемленная и шарнирно опертая балка-полоска пластины со шпацией $l=600$ мм, толщиной $t_{nl} = 10$ мм при коэффициенте распора $K_p = 0,1$ и трех значения коэффициента недогрузки: $\gamma = 0$, т.е. для случая равномерно распределенной нагрузки, $\gamma = 0,15\bar{w}$ и $\gamma = 0,3\bar{w}$. Результаты, представленные на рисунке 3.10, позволяют сделать следующие выводы.

1. Расхождение в прогибах при $\kappa = 0$ и $\kappa = 1$ при различных зависимостях $\gamma = k_\gamma \cdot \bar{w}$ сохраняется практически неизменным во всём диапазоне изменения внешних нагрузок.

2. При нагрузках $\bar{P}_q > 10$ для пластин при $\kappa = 1$ средняя часть пластины не загружена, и чем выше нагрузка, тем больше незагруженный участок балки-полоски в средней части пролета. У пластин при $\kappa = 0$ такой же эффект наблюдается ещё раньше, т.е. при нагрузках $\bar{P}_q > 5$.

3. Чем больше зависит γ от прогиба (т.е. чем больше коэффициент k_γ), тем меньше в области развитых деформаций прогиб пластины зависит от нагрузки. При $\gamma = 0,3\bar{w}$ и $\kappa = 1$ при нагрузке $\bar{P}_q > 15$ кривые деформирования практически вертикальны, а её прогиб составляет всего четыре толщины пластины.

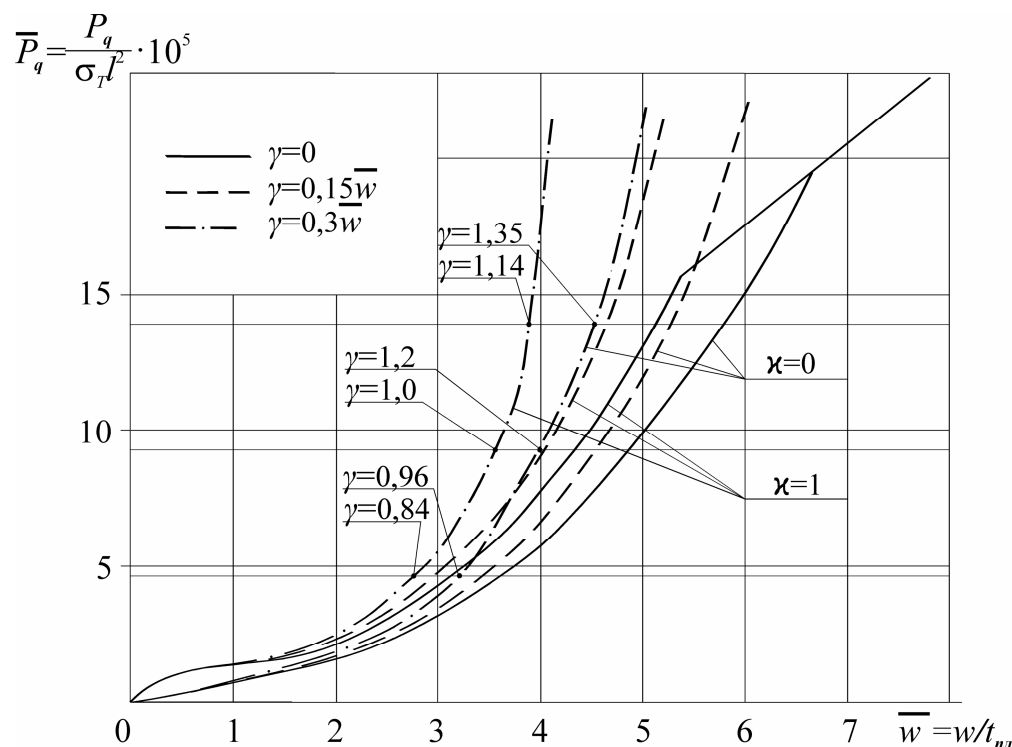


Рисунок 3.10 – Деформирование балки-полоски под действием нагрузки с переменной интенсивностью при линейной зависимости коэффициента недогрузки от прогиба

Для экспериментального исследования деформирования пластин с переменным в процессе нагружения коэффициентом недогрузки γ была разработана и защищена патентом РФ на изобретение установка [257], описание которой представлено в приложении А.

Учёт реальных значений коэффициентов недогрузки γ позволяет более обоснованно прогнозировать поведение пластин при развитых прогибах, точнее выбирать толщины листов наружной обшивки, особенно в районах ледовой защиты корпусов, в задачах проектирования судов.

3.3 Экспериментальное изучение влияния истории нагружения пластин на изменение их прогибов при развитых упруго-пластических деформациях

Проектирование корпусных конструкций с минимальными весовыми характеристиками возможно при оптимальном распределении металла между набором и обшивкой, при этом толщина обшивки должна выбираться из условия многократного восприятия внешних нагрузок, приводящих её к ограниченному пластическому деформированию и накоплению прогибов.

Для судов, находящихся в эксплуатации, важным представляется прогнозирование поведения прогрессирующих дефектов для определения сроков постановки судна в ремонт или установления наступления опасных экстремальных состояний при накоплении прогибов под действием многократной эксплуатационной нагрузки [189, 192, 292]. Эти чрезвычайно важные задачи требуют исследования приспособляемости элементов корпусных конструкций при восприятии многократных нагрузок с учётом влияния на этот процесс различных факторов.

Наиболее чётко проблема приспособляемости проявилась в 70-х годах прошлого столетия в промышленном судостроении, когда А.Г. Архангородским и Л.М. Беленьким была сделана попытка решить обратную задачу, то есть по величинам остаточных прогибов пластин определить величины внешних нагрузок. Оказалось, что величины нагрузок, соответствующих фактическим стрелкам прогиба при условии однократного нагружения таковы, что даже перекрытие в целом их не выдерживает.

Тогда возникла идея, что прогибы вызваны нагрузками существенно меньшими, но многократно приложенными, в результате чего и происходит процесс накопления. В качестве механизма накопления был предложен релаксационный механизм, суть которого сводится к следующему.

После нагружения пластины в упруго-пластической стадии и последующей разгрузки в материале остается некоторое остаточное поле напряжений. Если это поле напряжений под действием температуры, вибрации и других факторов изменяется или исчезает вообще до следующего нагружения, то происходит

некоторый прирост остаточного прогиба. Полагается, что этот процесс идет до тех пор, пока будет происходить изменение остаточного поля напряжений между циклами нагружения, в противном случае, то есть если изменение поля напряжений не будет происходить, не будут накапливаться и прогибы пластин. Исследованию реализации этой гипотезы был посвящен ряд статей [33, 36, 300].

Однако другие исследования [63] показали, что на изменение прогибов пластин в сильной степени влияют граничные условия исследуемых пластин, которые в реальных условиях эксплуатации непрерывно изменяются в силу появления гофрировки в смежных шпациях. Кроме того, изучение процесса накопления прогибов пластин и балок-полосок при различных коэффициентах их распора в режиме непрерывного повторно-статического нагружения [63, 212] показало, что рост прогибов имеет место, однако он стабилизируется при определенном количестве циклов нагружения в зависимости от коэффициента распора. Процесс накопления прогибов в этом случае объясняется реверсным деформированием материала пластины в зонах пластического течения.

Следовательно, и в первом (релаксационный механизм), и во втором случае (режим непрерывного повторно-статического нагружения) наблюдается процесс накопления остаточных прогибов.

Поэтому автором было проведено комплексное исследование [77, 123, 126, 130] по изучению влияния истории нагружения на процесс приспособляемости пластин на основании обработки экспериментальных данных, полученных в ОЛЭППС. Испытания пластин проводились при абсолютно жёстком распоре и при развитых упруго-пластических деформациях для некоторого упрощения исследования (с целью исключения влияния коэффициента распора и доведения продольных цепных усилий до предельного значения), так как в процессе эксплуатации судна наибольший интерес представляет поведение пластины в экстремальных условиях. С практической точки зрения важно знать, происходит ли суммирование остаточного прогиба при многократном действии нагрузок разных уровней (и если происходит, то каким образом), или суммарный остаточный прогиб определяется величиной максимальной нагрузки,

подействовавшей на обшивку корпуса судна.

Задачами исследования являлись:

- изучение влияния режима нагружения на процесс накопления прогибов и их приспособляемость (режим ползучести и режим релаксации);
- исследование влияния истории нагружения на процесс приспособляемости.

Экспериментальные исследования проводились по специальной программе, которая предусматривала приложение повторно-статических нагрузок определенными ступенями к пластине. На каждой ступени нагружения пластин нагрузка прикладывалась пакетами по 50 циклов, в ходе каждого из которых выдержка пластин под нагрузкой осуществлялась в течение 20 секунд и таким же периодом выдержки без нагрузки. После 50 циклов нагружения пластины разгружались и сутки выдерживались без нагрузки. Этот процесс нагружения повторялся до тех пор, пока не наступала приспособляемость пластин, т.е. процесс накопления прогибов прекращался. Такой режим нагружения назывался «релаксационным», т.к. между пакетами непрерывного нагружения в 50 циклов давалось время на релаксацию напряжений. Режим нагружения, при котором между пакетами из 50 циклов непрерывного повторно-статического нагружения пластина оставалась на 24 часа под этой же нагрузкой, условно назван режимом «ползучести».

Для выявления влияния истории нагружения на результирующий прогиб пластины подвергались воздействию повторно-статической нагрузки, состоящей из трёх ступеней. Нагрузка первой ступени на пластину составляла $P_{S1}=2$ кН, нагрузка второй ступени – $P_{S2}=6$ кН, нагрузка третьей ступени – $P_{S3}=10$ кН.

Различные комбинации из трёх ступеней нагружения позволили определить три варианта испытаний пластин, которые представлены в таблице 3.1.

Таким образом, в каждом режиме нагружения (режимы «ползучести» и «релаксации») испытывалось три группы пластин, нагружение которых осуществлялось по одному из вариантов, представленных в таблице 3.1. Испытания проводились на жестяных пластинах с отношением сторон $b_{пл} / a = 3$

при абсолютно жёстком распоре. Толщины пластин варьировались и составляли $t_{н1} = 0,6$ мм, $t_{н2} = 0,8$ мм, $t_{н3} = 1,0$ мм.

Таблица 3.1 – Варианты нагружения пластин

Вариант	Ступени нагружения		
Вариант I	P_{S1}	P_{S2}	P_{S3}
Вариант II	-	P_{S2}	P_{S3}
Вариант III	-	-	P_{S3}

Нагрузка на пластины прикладывалась по отпечатку с отношением сторон $b_H / a_H = 2$, при этом отношение $a / a_H = 2$. Испытания проводились на специально разработанной экспериментальной установке [76], которая позволила реализовать непосредственное нагружение пластин с максимальным усилием до 20 кН. Схема установки представлена на рисунке 3.11. Система обеспечивает создание любой нагрузки при прямом цикле (нагружении) и обратном (разгрузке). Как показали результаты тарировки, погрешность приложения нагрузок не превышает 1%.

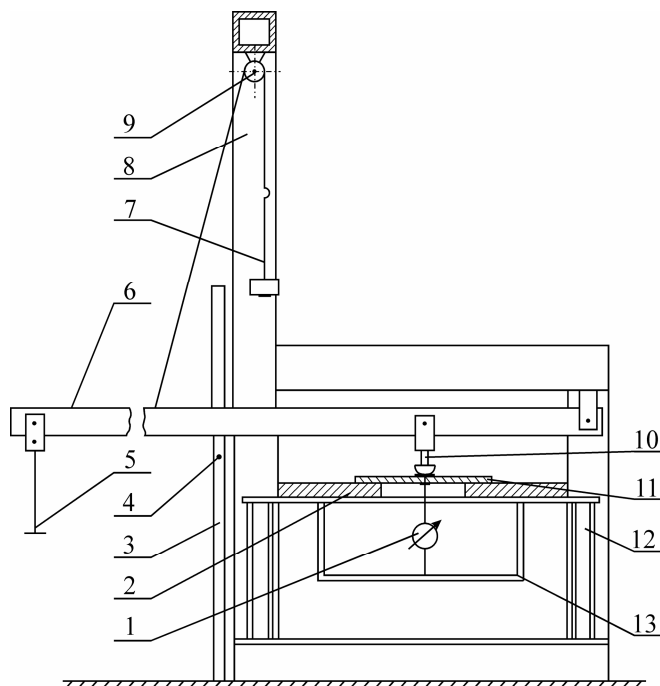


Рисунок 3.11 – Схема стэнда для статического нагружения пластин:

- 1–индикатор; 2– матрица; 3– стойка; 4– ограничитель перемещения; 5– подвеска для нагружения; 6– силовой рычаг; 7– тарелка для противовесов; 8– рама-основание; 9– блок; 10– составной пуансон; 11– пластина; 12– фундамент; 13– индикаторная рамка

Установка состояла из силовой рамы 8, опорного фундамента 12, рычага 6 с передаточным отношением (1:20) с подвеской 5 для нагружения и матрицы 2, к которой приваривалась пластина 11. К верхней части рычага крепилась оттяжка с грузом 7, компенсирующим вес рычага, а в процессе разгрузки туда добавлялись противовесы, чтобы избежать «гистерезиса» на кривой нагружения.

Для испытаний пластин разных размеров были изготовлены специальные матрицы, в серединах которых имелись прямоугольные отверстия, соответствующие определенному размеру пластины. Испытуемая пластина приваривалась точечной сваркой к матрице на сварочной машине марки МТ 1615УИ. Затем с обратной стороны матрицы прикручивалась индикаторная рамка 13 с индикатором 1 часового типа. Матрица вместе с индикаторной рамкой устанавливалась на опорный фундамент 12. Нагружение пластины осуществлялось пуансоном прямоугольной формы, реализующим частичную нагрузку. Для более равномерного распределения давления между пуансоном и пластиной устанавливалась прокладка. На противоположный конец рычага на подвеску помещались грузы. Некоторые результаты экспериментальных исследований представлены на рисунках 3.12 и 3.13.

Так, на рисунке 3.12,а даны результаты испытания пластины толщиной $t_{n12} = 0,8$ мм по варианту нагружения I в режиме релаксации, а на рисунках 3.12,б и 3.13,а по варианту II и III вариантам (на рисунках w_{S1} обозначает остаточный прогиб пластины при первом приложении нагрузки). На ступенях нагружения P_{S1} и P_{S2} четко просматривается стабилизация прогибов, а на ступени нагружения P_{S3} кривая накопления идет с некоторым малым наклоном к горизонтальной оси, что свидетельствует о том, что в данной пластине на ступени P_{S3} медленно идет прогрессирующее разрушение.

Следует заметить, что в процессе проведения этих испытаний ряд пластин вошел в стадию прогрессирующего разрушения на ступени P_{S3} , т.к.

интенсивность внешней нагрузки составляла
$$P_{q3} = \frac{P_{S3}}{a_H \cdot b_H} \approx 8,3 \text{ МПа} .$$

Максимально накопленные прогибы при ступени нагружения P_{S2} при I и II вариантах нагружения практически равны, также как равны прогибы на ступени P_{S1} I и II варианта нагружения.

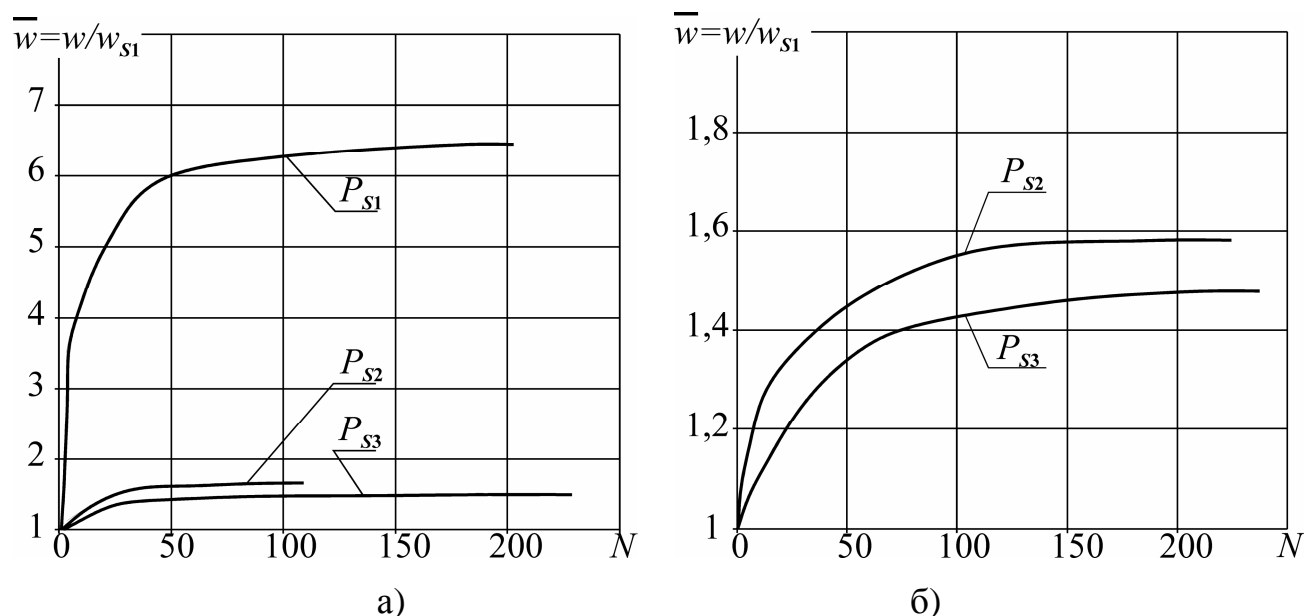


Рисунок 3.12 – Накопление прогибов в пластине при реализации различных вариантов нагружения: а) – вариант I; б) – вариант II

Наиболее информативные графики представлены на рисунке 3.13,б. На этом рисунке кривая 1 является кривой однократного статического деформирования пластины. Отложив из точки A , что соответствует ступени нагружения P_{S1} , максимально накопленный прогиб, можно получить точку B . Из точки C'' , отмерив максимально накопленный прогиб на ступени P_{S2} II-го варианта нагружения, получают точку D . Если из точки E'' отложить максимально накопленный прогиб на ступени P_{S3} III-го варианта нагружения, то можно отметить точку F' . После соединения точек B , D и F' получается предельная кривая накопления, за пределы которой прогибы пластины выйти не могут. Это иллюстрируется пунктирной кривой 3, показывающей путь деформирования пластины по I-му варианту.

Для испытанных пластин как в режиме «ползучести», так и в режиме «релаксации» предельная кривая накопления может быть аппроксимирована формулой

$$w_{пред} = 2 \cdot w_{cm} - 0,75 \cdot \frac{w_{cm}^2}{w_p} - 0,25 \cdot \frac{w_{cm}^7}{w_p^6}, \quad (3.11)$$

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

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

w_p – остаточный прогиб пластины в момент разрушения, мм.

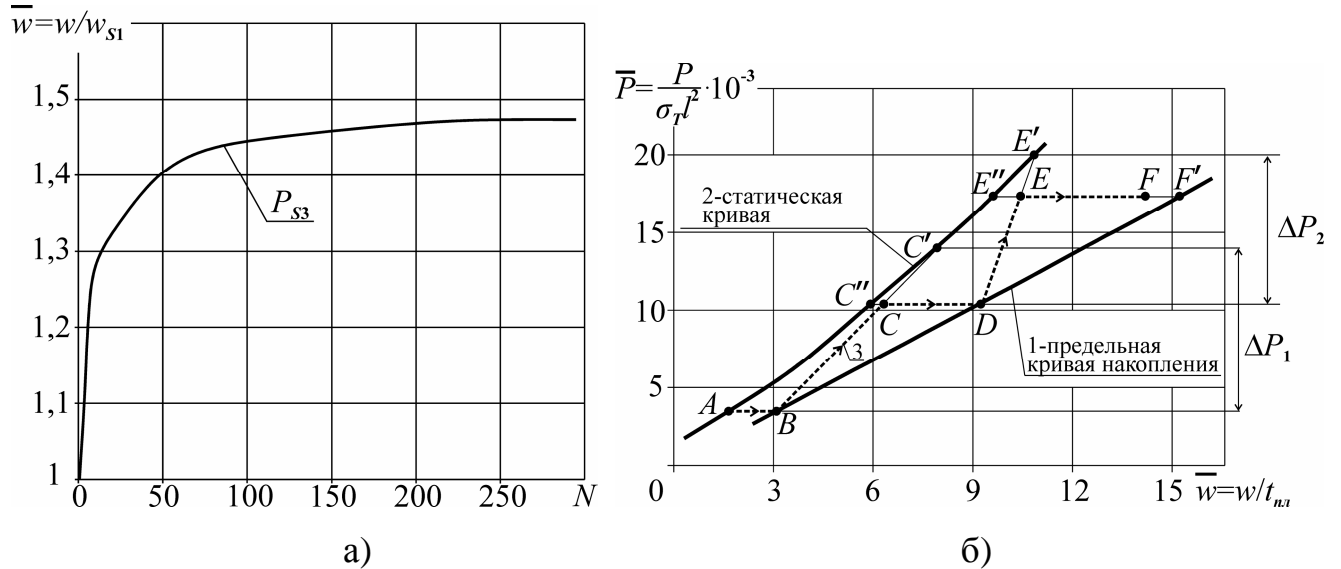


Рисунок 3.13 – Накопление прогибов в пластине: а) – при реализации варианта III нагружения; б) – построение предельной кривой накопления

Видно, что переход от первой степени деформирования AB ко второй CD не снимает полностью эффект накопления, и чтобы снять его, необходимо приложить нагрузку величиной ΔP_1 , что позволяет выйти на статическую кривую деформирования в точке C' . Аналогичная ситуация наблюдается и при переходе от второй степени нагружения к третьей, где эффект накопленного прогиба полностью не снимается, так как для его снятия требуется приложить нагрузку ΔP_2 , чтобы выйти в точку E' .

Обращает на себя внимание и то, что траектория деформирования при переходе от первой ко второй степени BC и от второй к третьей DE имеют различные углы наклона к горизонтальной оси, это объясняется деформационным упрочнением материала. Проведенные исследования приводят к следующим выводам.

1. Накопление идёт при обоих режимах нагружения, причём, уровень

накопления прогибов в области развитых деформаций зависит от уровня внешней нагрузки и составляет от 2-3 толщин при $P_{S1}=2$ кН до 5-6 толщин при $P_{S3}=10$ кН.

2.Режим нагружения («ползучесть» и «релаксация») не влияет на результирующий прогиб. Так, по первому варианту нагружения пластины при $t_{nl} = 0,6$ мм в режиме «ползучести» максимальный накопленный прогиб составлял $w_{max} = 8,5$ мм, а в режиме релаксации $w_{max} = 8,45$ мм.

3.История нагружения пластины оказывает существенное влияние на конечный прогиб.

4.Прогибы пластин при многократном циклическом нагружении имеют тенденцию к стабилизации в диапазоне от 200 до 400 циклов.

5.Существует предельная кривая накопления, полученная экспериментально, за пределы которой прогибы пластин не выходят.

6.Эффект накопленного прогиба может быть снят при перегрузке пластины на величину ΔP от уровня максимальных значений нагрузок, при которых происходило накопление. Однако эта величина слишком большая, и её возникновение в процессе эксплуатации маловероятно.

Изучение процесса разрушения пластин не было целью настоящего исследования, однако в процессе испытаний несколько пластин на третьей ступени нагружения P_{S3} входили в состояние прогрессирующего разрушения. Пример соответствующего процесса приведен на рисунке 3.14.

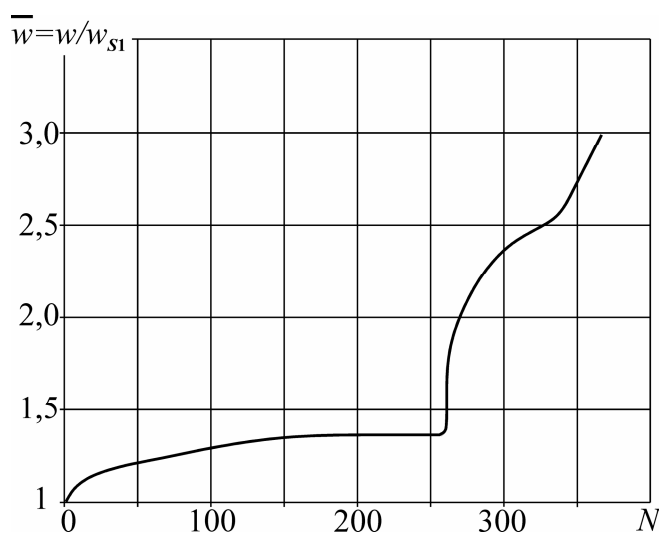


Рисунок 3.14 – Прогрессирующее разрушение пластины

Прогибы, при которых происходило разрушение пластин, практически совпадали с прогибами при однократном нагружении пластин [76], с той лишь разницей, что при статическом нагружении величина разрушающей нагрузки колебалась в диапазоне 18 – 20 кН, а при циклическом нагружении $P_{S3} = 10$ кН, т.е. почти в два раза меньше.

Равенство разрушающих прогибов при циклическом и статическом нагружении, подтверждается и результатами, полученными другими исследователями [212], что позволяет сделать вывод о слабом влиянии истории нагружения пластин на величину разрушающего прогиба пластин.

Возможности испытания пластин при многократном нагружении могут быть расширены с помощью специальной установки, позволяющей изменять коэффициент распора пластин в процессе испытаний [240], её описание представлено в приложении А.

Проводить испытания в условиях сложного изгиба с переменным в процессе нагружения уровнем номинальных напряжений в конструкции и, соответственно, коэффициентом распора, изменяющимся пропорционально поперечной нагрузке на образец, можно в установке [246]. Конструкция данной установки и схема её работы представлены в приложении А. Новизна разработанных установок подтверждается патентами РФ на изобретение.

3.4 Моделирование процесса накопления прогибов судовых пластин при случайном эксплуатационном нагружении

Прогнозирование прогибов пластин имеет большое значение для судостроения и судоремонта, так как это даёт возможность определять величины внешних нагрузок по остаточным прогибам обшивки, и более корректно прогнозировать техническое состояние корпусов судов. Этим вопросам посвящены работы многих ученых [33, 189, 192]. Проведенные исследования позволили автору сформулировать алгоритм прогнозирования стрелок прогиба пластин, подверженных случайному нагружению [87, 109, 132, 136, 137, 142, 325],

который даёт возможность учесть влияние истории нагружения на результирующий прогиб (рисунок 3.15).

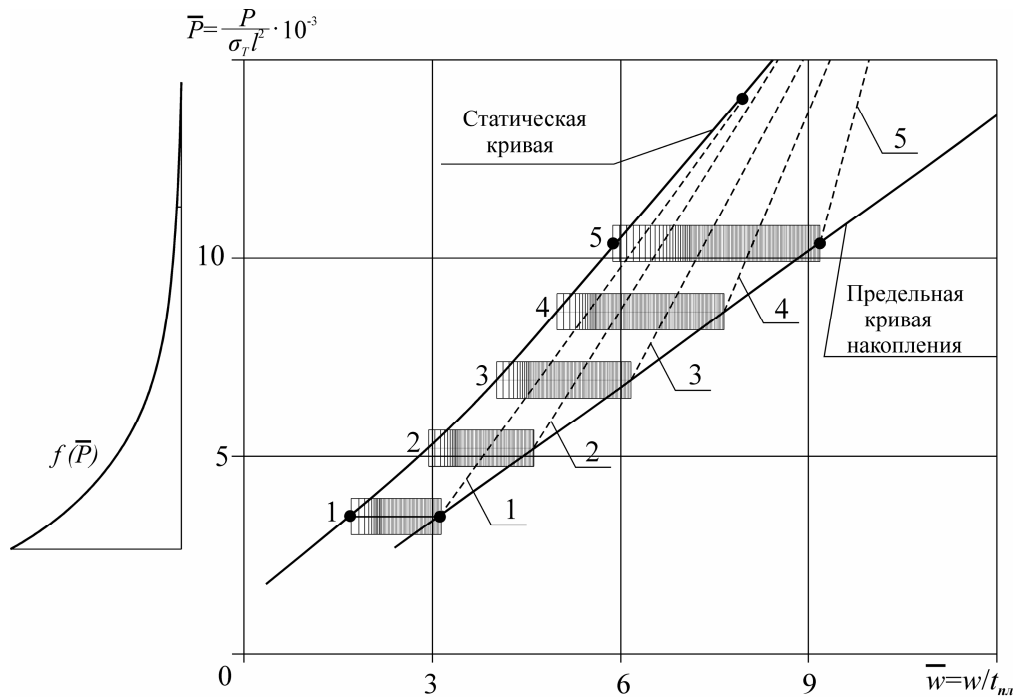


Рисунок 3.15 – Моделирование процесса накопления остаточных прогибов пластин при многократном нагружении

1. Весь диапазон действия внешних эксплуатационных нагрузок разбивается на ряд уровней, при этом считается, что для нагрузок, находящихся в пределах одного уровня, процесс накопления идет одинаково. Для каждого из уровней экспериментальные кривые накопления (см. параграф 3.3) представлены в виде ряда прямоугольников, что изображено на рисунке 3.15, где t_{nl} – толщина пластины; w – остаточный прогиб пластины; P – внешняя нагрузка; l – пролет пластины; σ_T – предел текучести материала, $f(\bar{P})$ – функция плотности распределения величин внешних эксплуатационных нагрузок. Ширина каждого прямоугольника определяется приростом прогиба в соответствующем цикле нагружения. При приближении к предельной кривой накопления ширина прямоугольника (а с ней и прирост прогиба) стремится к нулю.

2. Переход на высший уровень осуществляется по прямой, наклон которой определяется из условия, что степень перегрузки пластины ΔP , при которой процесс деформирования выходит на статическую кривую, близка для

различных уровней (см. параграф 3.3). Для определения угла наклона прямой перехода на высший уровень проводится линия, соединяющая точку предельной кривой накопления текущего уровня с точкой статической кривой, соответствующей нагрузке, превышающей текущую на ΔP (пунктирные линии на рисунке 3.15). Переход с текущего уровня будет осуществляться по прямой, параллельной данной линии, проведенной из точки, которая определяется текущим значением прогиба, до горизонтальной линии, соответствующей подействовавшей эксплуатационной нагрузке высшего уровня. Если проведенная прямая пересекает статическую кривую при нагрузке меньшей, чем подействовавшая, то искомый прогиб будет определяться статической кривой для этого уровня эксплуатационной нагрузки.

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

Можно предположить, что величины внешних случайных эксплуатационных нагрузок распределены по некоторому закону с плотностью распределения $f(\bar{P})$ (рисунок 3.15). Не все внешние нагрузки должны учитываться в процессе деформирования пластин, а только те, которые будут вызывать пластические деформации пластины. Поэтому общее количество нагрузок, вызывающих процесс накопления, будет ограниченным и находится в области правого склона функции плотности распределения. Для простоты анализа задаётся экспоненциальный закон распределения случайных нагрузок. Весь спектр нагрузок в зависимости от их уровня разбивается на классы, при этом варьируется количество нагрузок, вызывающих процесс накопления от $N=10$ до

$N=10000$. Деформирование пластины при каждом цикле нагружения осуществляется в соответствии с алгоритмом, приведенным выше.

Для случайного распределения нагрузок по классам в соответствии с заданным законом распределения внешних нагрузок следует воспользоваться генератором случайных чисел. Ясно, что при малом количестве нагружений, например, при $N=10$, может наблюдаться разброс результатов из-за влияния истории нагружения пластин (очередности приложения внешних нагрузок). Для исследования этого явления процесс расчета с малым количеством нагрузок повторялся многократно, после чего результаты осреднялись (рисунок 3.16).

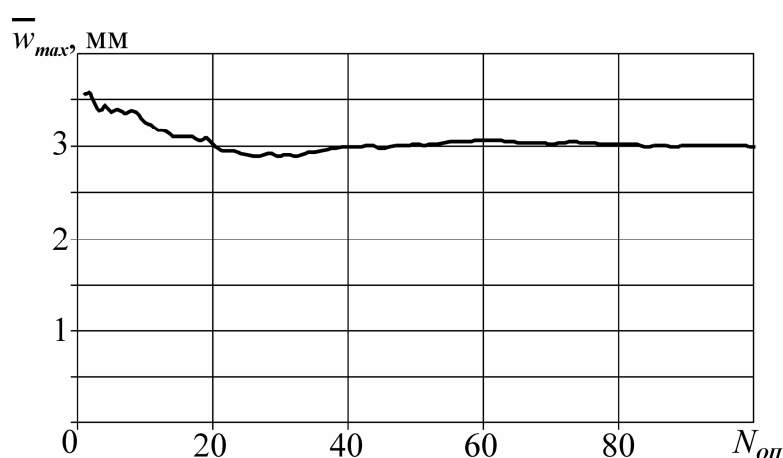


Рисунок 3.16 – Изменение среднего значения накопленного прогиба пластины при $N=10$ для экспоненциального закона распределения с $\lambda_p=0,0007 \text{ Н}^{-1}$

Изменение накопления среднего прогиба \bar{w}_{max} в зависимости от числа проведенных моделирований $N_{оп}$ представлено на рисунке 3.16, который показывает, что при значениях $N_{оп}$ порядка пятидесяти средние значения прогиба стабилизируются. Результаты проведенных исследований даны в таблице 3.2.

Анализ результатов, приведенных в таблице 3.2, показывает, что получаемые результаты физичны, т.е. с увеличением числа циклов нагружения накопленная стрелка прогиба растёт, приближаясь к предельному значению и не превышая его.

Разработанный алгоритм накопления остаточных прогибов судовых пластин позволяет определить срок эксплуатации корпуса судна, при котором

накопленный прогиб не выходит за нормативные значения. Поэтому представляет интерес сопоставление результатов расчета с оценкой допускаемого срока эксплуатации для элементов корпуса судна с прогрессирующими дефектами по действующим нормативным документам. Так, согласно [269], допускаемый срок эксплуатации для элемента корпуса с прогрессирующими дефектами может быть определён из выражения:

$$[t] = \frac{[w]^2 - (w_1')^2}{(w_1')^2 - (w_2')^2} \cdot t_D, \quad (3.12)$$

где w_1' и w_2' – стрелки прогиба элемента корпуса, определенные в настоящей и предыдущей дефектациях корпуса в зависимости от вида деформации, мм;

$[w]$ – допускаемая стрелка прогиба для соответствующего вида деформации, мм;

t_D – промежуток времени между настоящей и предыдущей дефектацией корпуса, годы.

Таблица 3.2 – Результаты моделирования процесса накопления

λ_p, H^{-1}	N	Накопленный прогиб, мм	Статический прогиб при нагрузке трехпроцентной обеспеченности $P_{3\%}$, мм	Прогиб по предельной кривой при нагрузке трёхпроцентной обеспеченности $P_{3\%}$, мм
0,0007	10	2,99	3,55	5,53
	100	3,73		
	1000	4,66		
	10000	5,53		

В соответствии с [269], t_D допускается устанавливать равным пяти годам как промежуток времени между очередными освидетельствованиями судна (таблица 3.3). Так как в настоящей работе рассматривается прогрессирующий дефект типа гофрировки, которая наиболее характерна для района переменной ватерлинии бортового перекрытия, то, согласно [269], можно определить

нормативную стрелку прогиба $[w]$ из выражения

$$[w] = 0,09 \cdot a, \quad (3.13)$$

где a – расстояние между балками набора, мм.

Для проведенных модельных испытаний выполняется равенство $a = l$, а величина пролета пластины l составляет 50 мм, поэтому нормативная стрелка прогиба оказывается равной $[w] = 0,09 \cdot 50 \text{ мм} = 4,5 \text{ мм}$.

В таблице 3.3 даны результаты моделирования процесса накопления остаточных прогибов пластин под действием случайных эксплуатационных нагрузок при неизменных условиях эксплуатации судна, когда за промежутки времени между дефектациями корпуса t_d на корпус действует 100 эксплуатационных нагрузок, величина которых распределена по экспоненциальному закону. В таблице 3.3 также приведены результаты оценки допускаемого срока эксплуатации для судовой пластины в соответствии с формулой (3.12).

Таблица 3.3 – Результаты прогнозирования стрелок прогиба пластин

Номер освидетельствования	1	2	3	4	5	6	7	8
Возраст судна, лет	5	10	15	20	25	30	35	40
Число нагрузок N	100	200	300	400	500	600	700	800
Накопленный прогиб w_{max} , мм	3,73	3,94	4,09	4,21	4,32	4,41	4,48	4,54
Допускаемый срок эксплуатации по (3.12), лет	2,27	15,2	14,8	11,8	9,3	5,3	1,2	

Проведенные исследования дают возможность сделать некоторые выводы.

1. Гипотеза линейного суммирования повреждений не может быть использована для оценки накопленного прогиба.
2. Величина максимального накопленного прогиба при случайном нагружении пластин не может быть определена из условия однократного приложения экстремальной нагрузки.
3. Чем больше количество циклов нагружения, тем ближе накопленный прогиб к предельному при экстремальной нагрузке.

4. Предложенная модель позволяет достаточно корректно прогнозировать накопленные стрелки прогибов.

3.5 Учет резервов прочности пластически деформированной бортовой обшивки при проектировании и оценке технического состояния корпусов судов

Процесс эксплуатации судов сопровождается появлением ряда эксплуатационных дефектов, связанных, в том числе, с пластическим деформированием конструкций. В этом классе дефектов наиболее распространена гофрировка наружной обшивки, являющаяся следствием воздействия на бортовые конструкции судов интенсивных локально распределенных нагрузок. Появление гофрировки в корпусных конструкциях само по себе не опасно, так как ее величины не должны превышать соответствующих нормативных значений [269], ограничивающих степень пластической деформации элементов.

Однако в практике эксплуатации судов встречаются экстремальные ситуации, одна из которых – обледенение судов (глава 1). Как показывает опыт эксплуатации [154], эффективным способом спасения судна и экипажа является заход судна в ледовое поле. При этом суда не всегда имеют соответствующую ледовую категорию, что приводит к повышенной повреждаемости бортовой обшивки со стрелками прогиба, существенно превышающими нормативные ограничения. Исследование резервов прочности деформированных пластин бортовой обшивки [124], определение вероятности её разрушения при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок является целью настоящего параграфа и позволит оценить риск разрушения с использованием подходов, изложенных в параграфе 1.4.

В общем случае на процесс разрушения влияет ряд факторов, связанных, прежде всего, с механическими характеристиками материала. Одним из наиболее значимых факторов, определяющих геометрию разрушения пластин, является коэффициент распора. Оценка распорной жесткости пластин, работающих в составе локально загруженного перекрытия (рисунок 3.17,а) в соответствии с [63],

показывает, что ее уровень, характеризуемый коэффициентом распора, в большой степени зависит от ориентации пятна контакта:

$$K_p = \frac{0,08 + 0,6 \frac{a_H}{b_H}}{1,08 + 0,6 \frac{a_H}{b_H}}, \quad (3.14)$$

где b_H – высота штампа, мм;

a_H – длина штампа, мм.

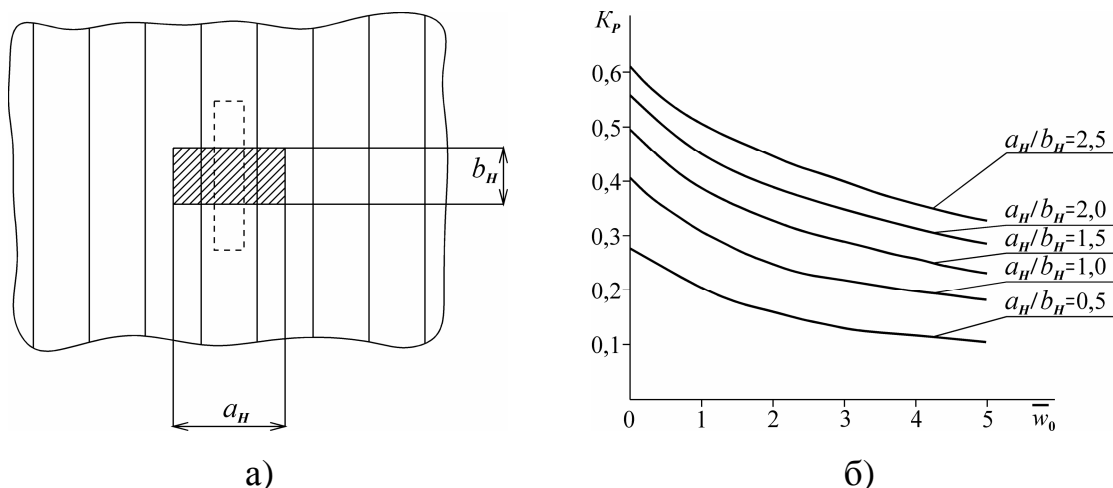


Рисунок 3.17 – Нагружение бортового перекрытия нагрузкой по отпечатку:

а)– схема нагружения; б) – результаты вычислений коэффициентов распора

В соответствии с требованиями Правил Регистра [267], расчётные нагрузки принимаются приложенными по отпечатку, ориентированному поперёк шпангоутов. Это дает достаточно высокие значения коэффициента распора, согласно (3.14), но при наличии развитой гофрировки их значения резко снижаются (таблица 3.4, где \bar{w}_0 – остаточная погибь в смежных с нагружаемой шпациях, отнесенная к толщине пластины). Здесь на рисунке 3.17,б приведены данные по изменению коэффициента распора локально загруженных пластин при вариации формы пятна контакта и погибей в смежных с нагружаемой шпациях [73, 74].

При этом прослеживается закономерность: чем выше уровень гофрировки, тем меньше уровень распора пластин (рисунок 3.17,б). Учёт влияния погибей на распорную жёсткость осуществляется в соответствии с [63] с использованием поправочного коэффициента, определяемого выражением

$$K_{w_0} = 1 + 0,7 \frac{\bar{\sigma}_0 + 2}{(1 + \bar{\sigma}_0)^2} \left(\frac{w_0}{t_{nl}} \right)^2, \quad (3.15)$$

где $\bar{\sigma}_0$ – цепные усилия на границе штампа в балке-полоске обшивки, отнесённые к ее эйлеровым напряжениям;

w_0 – остаточная погибь в смежных с нагружаемой шпациях, мм;

t_{nl} – толщина пластины, мм.

Следовательно, область исследуемых деформаций и разрушения пластин находится при значениях распорной жёсткости менее $K_p = 0,3$.

Таблица 3.4 – Изменение коэффициента распора локально нагруженных пластин при вариации формы пятна контакта и погибей в смежных с нагружаемой шпациях

$\frac{a_H}{b_H}$	$K_p(\bar{w}_0)$					
	$\bar{w}_0 = 0$	$\bar{w}_0 = 1$	$\bar{w}_0 = 2$	$\bar{w}_0 = 3$	$\bar{w}_0 = 4$	$\bar{w}_0 = 5$
2,5	0,610	0,507	0,443	0,398	0,362	0,321
2,0	0,560	0,455	0,390	0,348	0,316	0,291
1,5	0,495	0,390	0,330	0,290	0,260	0,239
1,0	0,405	0,306	0,253	0,220	0,200	0,180
0,5	0,275	0,200	0,160	0,134	0,120	0,106

Для исследования резервов прочности пластически деформированной обшивки судов в ОЛЭППС были проведены модельные испытания, результаты которых были обработаны автором. В процессе экспериментальных исследований на конструктивно подобных жестяных моделях моделировался фрагмент бортового перекрытия, состоящий из обшивки и балок главного направления. Модели перекрытий нагружались пуансоном в пределах шпации пластины с ориентацией его длинной стороны вдоль набора (см. пунктирную линию на рисунке 3.17,а), а соотношение размеров пуансона выбиралось таким образом, чтобы обеспечивалась распорная жёсткость пластины в диапазоне $K_p < 0,3$.

Данная серия испытаний проводилась на экспериментальной установке, представленной в параграфе 3.1 настоящей главы. Нагрузка, как и в испытаниях, описанных в параграфе 3.1, прикладывалась ступенями, после каждой из которых проводилась разгрузка и замер остаточных прогибов, фиксировавшихся индикатором часового типа. Так как в процессе эксперимента не удавалось довести пластины до разрушения без деформирования набора, нагружение осуществлялось со стороны набора, а в плоскости набора с обратной стороны устанавливались жёсткие опоры.

Эксперименты по разрушению пластин в практическом диапазоне изменения их распорной жёсткости $K_p = 0,13 - 0,28$ позволили уточнить закономерности разрушения пластин. Было выявлено, что по мере снижения распорных характеристик пластины стрелка прогиба в момент разрушения несколько возрастает. Так, при коэффициенте распора пластин $K_p = 0,28$ величина $w_p/a = 0,21$, а при коэффициенте распора $K_p = 0,13$ $w_p/a = 0,26$, где w_p – разрушающая стрелка прогиба пластин, a – поперечная шпация перекрытия.

Такая закономерность разрушения сохранялась для всех испытанных пластин независимо от их толщины. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что фактические опасные стрелки прогиба у пластин с развитой гофрировкой больше, чем у пластин без гофрировки, имеющих существенно больший распор. Разрушающие стрелки прогиба пластин (математические ожидания) в диапазоне изменения распорных жёсткостей конструкций $K_p = 0,1 - 1$ могут быть аппроксимированы следующей зависимостью

$$\begin{cases} \frac{w_p}{a} = (1,8 \cdot K_p^2 - 0,81 \cdot K_p + 0,41) \cdot \sin^{1,8} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (2,5 + 1,25 \cdot K_p) \right] & \text{при } K_p \leq 0,55, \\ \frac{w_p}{a} = 0,2 & \text{при } K_p > 0,55. \end{cases} \quad (3.16)$$

По формулам (3.14) и (3.15) можно рассчитать уровень распорной жёсткости пластин при наличии гофрировки, затем определить соответствующую кривую плотности вероятности разрушения, приняв нормальный закон распределения стрелок прогиба пластин при разрушении. Тогда плотность

распределения разрушающих стрелок прогиба в практическом диапазоне изменения коэффициента распора может быть представлена формулой

$$\varphi(\bar{w}_p) = \frac{1}{(0,022 - 0,3 \cdot K_p) \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[- \frac{\left\{ \bar{w}_p - (1,8 \cdot K_p^2 - 0,81 \cdot K_p + 0,41) \cdot \sin^{1,8} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (2,5 + 1,25 \cdot K_p) \right] \right\}^2}{2 \cdot (0,022 - 0,3 \cdot K_p)^2} \right], \quad (3.17)$$

где $\bar{w}_p = w_p / a$ – безразмерная разрушающая стрелка прогиба пластины;
 a – шпация, мм.

Графическая интерпретация оценки вероятности разрушения пластин приведена на рисунке 3.18,а и показывает, что при развитой гофрировке при неизменной вероятности разрушающая стрелка прогиба почти на 30% больше, чем для пластин судового перекрытия без гофрировки.

Предложенные подходы позволяют устанавливать допустимый срок эксплуатации конструкций с гофрировкой. Так как распределение приращений стрелки прогиба зависит от эксплуатационных нагрузок, а распределение разрушающих стрелок прогиба определяется характеристиками материала, то предположение о независимости этих случайных величин выглядит естественным.

Пусть ξ – приращение стрелки прогиба, её плотность распределения $f_\xi(w_\phi, t_\Delta, x)$, где w_ϕ – стрелка прогиба при дефектации (рисунок 3.18,б), t_Δ – планируемое время эксплуатации. Тогда функция распределения приращения стрелки будет

$$F_\xi(w_\phi, t_\Delta, x) = \int_0^x f_\xi(w_\phi, t_\Delta, y) dy, \quad (3.18)$$

где $y = w_p - w_\phi$, а дополнительная функция распределения –

$$\bar{F}_\xi(w_\phi, t_\Delta, x) = 1 - F_\xi(w_\phi, t_\Delta, x) = \int_x^\infty f_\xi(w_\phi, t_\Delta, y) dy. \quad (3.19)$$

Принимая некоторую допустимую вероятность P_* разрушения за время t_Δ , можно получить

$$\int_0^{\infty} \Phi(w_{\phi} + y) f_{\xi}(w_{\phi}, t_{\phi}, y) dy = P_*, \quad (3.20)$$

где $\Phi(w) = \int_0^{w/a} \varphi(\bar{w}_p) d\bar{w}_p$ – функция распределения разрушающих стрелок прогиба пластин.

Решая уравнение (3.20) относительно w_{ϕ} , можно определить значение прогиба w_B , соответствующее принятой вероятности P_* .

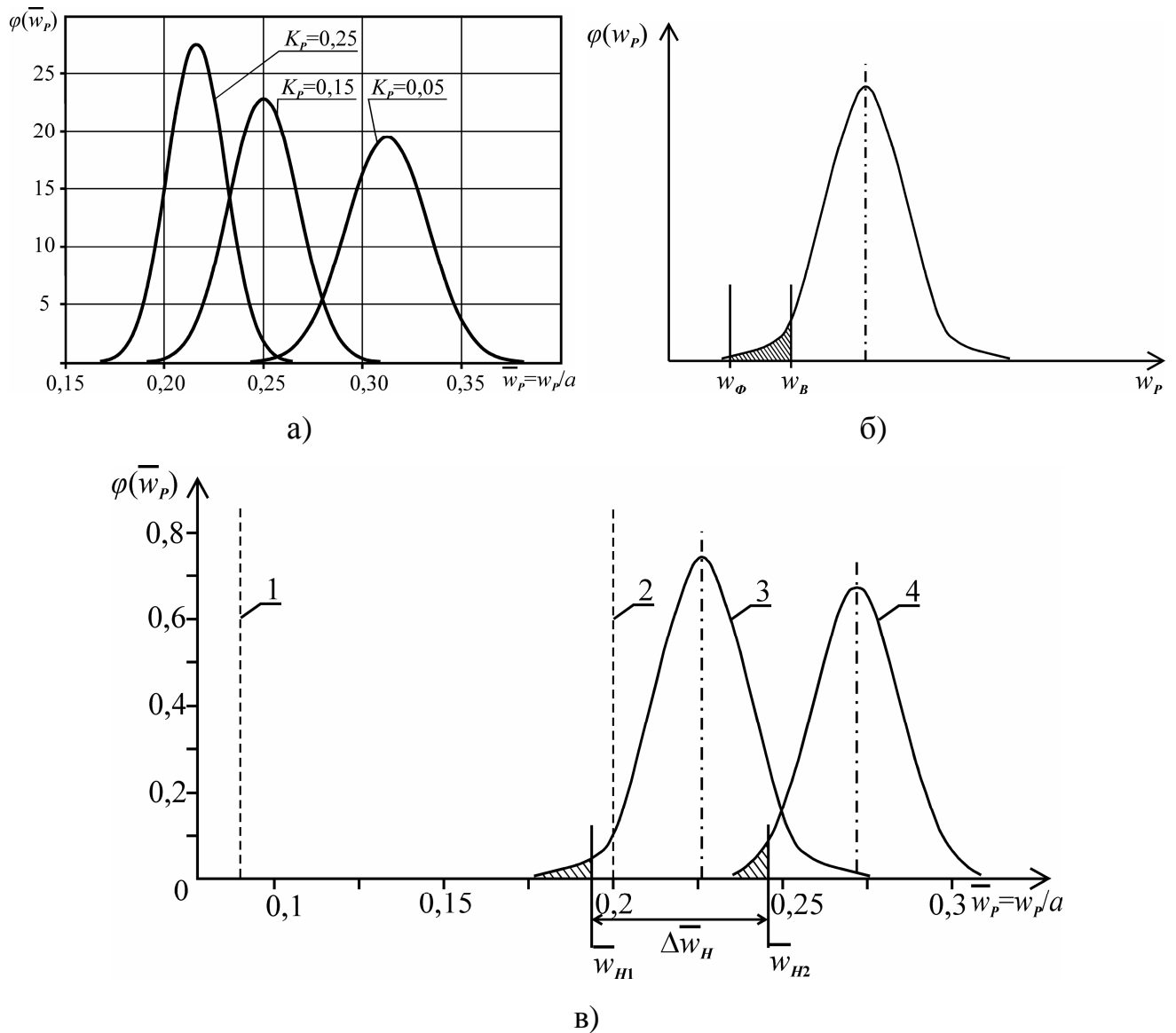


Рисунок 3.18 – Оценка вероятности разрушения пластин: а) – плотности распределения разрушающих стрелок прогиба при различной степени их гофрировки; б) – определение допускаемого прогиба; в) – схема нормирования гофрировки

Рассмотренные подходы могут с успехом применяться и в задачах нормирования гофрировки с использованием вероятностных критериев. Графическая интерпретация предлагаемой схемы нормирования приведена на рисунке 3.18,в. Здесь прямая 1 соответствует допускаемой стрелке прогиба пластин [269], прямая 2 – математическому ожиданию разрушающих стрелок пластин, испытанных Л.М. Беленьким при абсолютно жёстком распоре [34], кривая 3 – плотности вероятности разрушающих стрелок при $K_p = 0,28$, а кривая 4 – плотности вероятности разрушающих стрелок прогиба при распорной жёсткости $K_p = 0,13$.

После отсечения и интегрирования левых «хвостов» распределения для принятой нормативной вероятности разрушения пластины, получаются соответствующие им нормативные стрелки прогиба. Сравнение этих значений показывает, что при одной и той же вероятности разрушения для кривой 4 (т.е. для конструкции с развитой гофрировкой) нормативная стрелка прогиба почти на 30% превышает нормативное значение для кривой 3.

Представленная схема нормирования стрелок прогибов пластин соответствует сильно локализованной эксплуатационной нагрузке, когда площадь нагружения ограничена одной шпацией. Реальные пятна контакта нагрузок (особенно ледовых) могут быть удлиненными, составляющими в продольном направлении 2-4 шпации, что повышает распорные характеристики пластин. В этом случае величина $\Delta\bar{w}_H$ будет несколько меньше и составляет в среднем 10-15 % от \bar{w}_H . Использование вероятностных подходов в задачах нормирования параметров эксплуатационных дефектов корпусов судов позволяет более объективно оценивать фактическую несущую способность деформированных элементов корпуса.

Для контроля состояния наружной обшивки корпуса судна в процессе эксплуатации в автоматическом режиме может использоваться способ [256], для реализации которого вдоль шпангоутов на внутренней стороне обшивки корпуса в середине пролетов пластин параллельно их длинным сторонам закрепляют

проводящие элементы в виде полос. Другие проводящие элементы в виде струн закрепляют перпендикулярно шпангоутам на их стенках над закрепленными полосами на заданном расстоянии от наружной обшивки, которое определяется исходя из значения нормативного прогиба \bar{w}_H . В данном техническом решении при увеличении прогибов пластин происходит соединение двух проводящих элементов, что может быть распознано как недопустимый рост прогибов пластин обшивки.

Приведённые исследования вскрывают дополнительные резервы прочности поврежденных конструкций и позволяют оценить риск их разрушения с использованием зависимости, представленной в параграфе 1.4. Применение изложенного выше подхода в задачах нормирования существенно снизит объемы ремонтных работ, что повысит эффективность эксплуатации судов.

3.6 Учёт гофрировки бортовой обшивки при деформации балок набора судовых корпусов

В процессе эксплуатации корпуса судов подвергаются коррозионному износу, в результате чего падает момент инерции и момент сопротивления балок судового набора. Поэтому нормативными документами Российского морского регистра судоходства [269] ограничивается степень износа связей.

$$[W_1] = n \cdot W, \quad (3.21)$$

где $[W_1]$ – допускаемый остаточный момент сопротивления поперечного сечения балки набора, см³;

W – момент сопротивления поперечного сечения балки, требуемый правилами постройки, см³;

n – коэффициент, принимаемый равным от 0,8 до 0,65 в зависимости от района корпуса.

Однако изменение жесткостных характеристик набора может происходить не только за счет износа, но и вследствие деформирования пластин бортовой

обшивки, которая является присоединённым пояском балки набора, что не учитывается нормативными документами, в то время как величина стрелок прогиба бортовой обшивки регламентируется [269], исходя из принципов обеспечения безопасности самой обшивки. При этом дефектация листовых элементов осуществляется без какой-либо связи с дефектацией набора, и не обращается никакого внимания на тот факт, что характеристики жесткости балок набора могут существенно изменяться за счёт деформаций присоединенного пояса балок судового набора.

Цель настоящего исследования заключалась в изучении влияния погибей на параметры жесткости балок набора [75, 91, 146]. Расчёт характеристик сечения балки осуществлялся путём его разбиения на ряд элементарных фигур с известными моментами инерции и координатами центра тяжести, при этом учитывалось уменьшение толщины пластины обшивки вследствие её удлинения в процессе деформации. Расчётная модель исследуемой балки приведена на рисунке 3.19, где F_i и z_i – площадь элементарной фигуры и расстояние от ее центра тяжести до оси сравнения, соответственно.

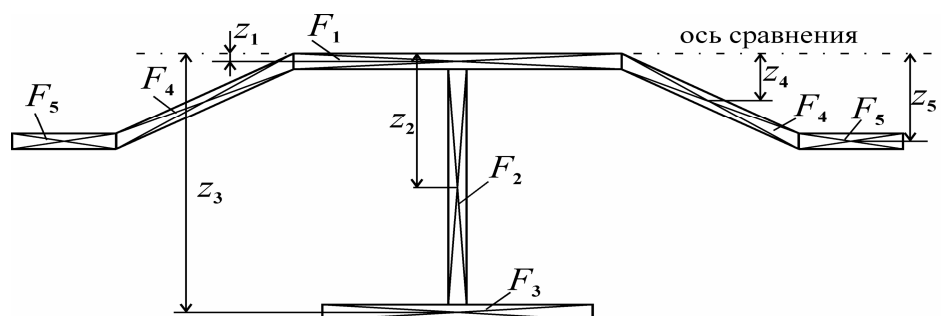


Рисунок 3.19 – Расчётная модель исследуемой балки

Результаты расчёта для различных жесткостей балок набора представлены на рисунках 3.20 и 3.21, где h – высота балки набора; a – ширина перекрытия, принятая в расчетах равной 600 мм; w – стрелка прогиба пластин при гофрировке; W_f – момент сопротивления балки набора при наличии гофрировки присоединенного пояса; W – момент сопротивления балки набора при отсутствии гофрировки присоединенного пояса; $\varphi(\bar{w})$ – плотность распределения разрушающих стрелок прогибов пластин (см. параграф 3.5);

$\bar{w}_{H1}, \bar{w}_{H2}, \bar{w}_{H3}$ – нормативные стрелки прогиба пластины, соответствующие некоторой заданной вероятности её разрушения.

Согласно рисунку 3.20, с ростом стрелок прогибов пластин сначала наблюдается некоторое снижение момента сопротивления балок, после чего он начинает возрастать. Нужно отметить, что снижение величины момента сопротивления балок набора на величину порядка 10% наблюдается при прогибах пластин, сопоставимых с нормативными значениями стрелок прогиба при гофрировке. При этом наблюдается смещение экстремума функции $\bar{W}_f = f(w/a)$ в зависимости от относительной стрелки прогиба. Так, при высоте набора $h = 200$ мм экстремум находится при $w/a = 0,12$, а при $h = 50$ мм при относительной стрелке прогиба $w/a = 0,03$.

Другими словами, при монотонном увеличении стрелки прогиба обшивки момент сопротивления балки сначала падает, а затем начинает возрастать, причём весьма существенно, превышая первоначальную жесткость набора, и чем меньше высота набора, тем быстрее начинается рост момента сопротивления. Так, при $h = 50$ мм максимальное падение момента сопротивления \bar{W}_f достигается при $\bar{w} = 0,03$, при $\bar{w} = 0,05$ он практически равен своему первоначальному значению, и при $\bar{w} = 0,1$ возрастает более чем в два раза по отношению к первоначальному за счёт погиби присоединенного пояска.

Такие же закономерности наблюдаются и при высоте набора $h = 200$ мм с той лишь разницей, что максимальное падение момента сопротивления \bar{W}_f достигается при $\bar{w} = 0,12$, но зато при $\bar{w} = 0,22$ момент сопротивления восстанавливает своё первоначальное значение, а при $\bar{w} = 0,25$ он увеличивается примерно на 10%.

Обращает на себя внимание тот факт, что применительно к району переменной ватерлинии, где в большинстве случаев наблюдается развитая гофрировка, нормативные ограничения стрелок прогиба обшивки, в соответствии с [269], устанавливаются на уровне $\bar{w} = 0,09$. Существенный рост моментов

сопротивления балок набора наблюдается при относительных стрелках прогибов пластин обшивки \bar{w} , превышающих нормативные, то есть все положительные влияния погибей обшивки отсекаются нормативными ограничениями, согласно [269].

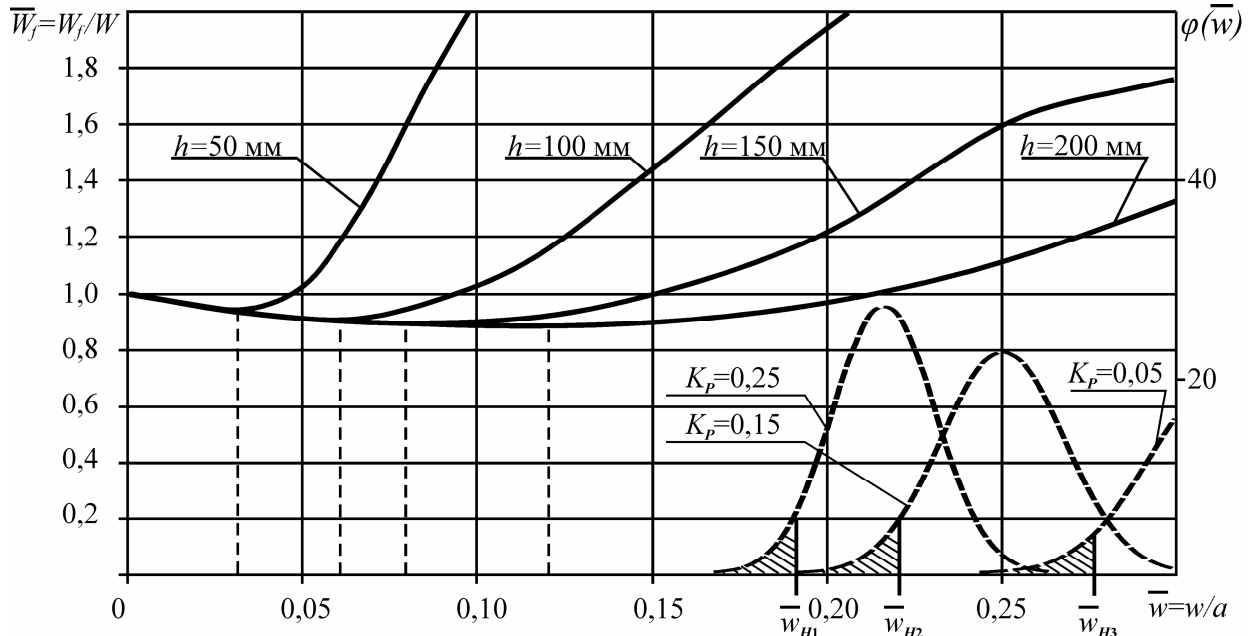


Рисунок 3.20 – Изменение момента сопротивления балки набора с ростом гофрировки пластин обшивки

Здесь в очередной раз встает вопрос о корректности сформулированных в [269] нормативных ограничениях, на что неоднократно уже обращалось внимание, например в [22, 63], где указывалось, что детерминированное нормирование параметров эксплуатационных дефектов не отражает степень опасности дефекта и зачастую приводит к необоснованным завышения объемов ремонта. Поэтому перспективной является разработка нормативов на параметры эксплуатационных дефектов с использованием вероятностных критериев (параграф 3.5), которые позволят более полно учитывать резервы прочности балок и пластин судового корпуса.

На рисунке 3.21 представлено изменение момента сопротивления балки с присоединенным пояском в зависимости от высоты набора для различной величины гофрировки [91, 146]. Рисунок показывает, что с уменьшением высоты набора влияние гофрировки обшивки на момент сопротивления балки становится более существенным.

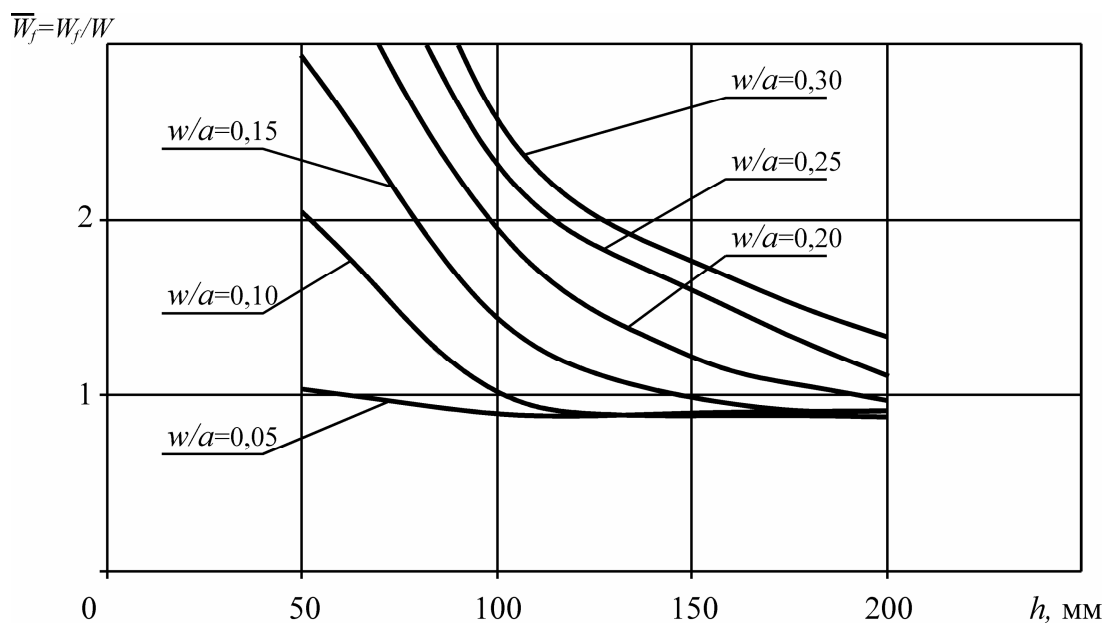


Рисунок 3.21 – Изменение момента сопротивления балки набора в зависимости от её высоты

Проведенное исследование приводит к выводу, что погиби обшивки оказывают существенное влияние на момент сопротивления шпангоутов, что необходимо учитывать при оценке технического состояния судовых корпусных конструкций.

Выводы по третьей главе

Основным источником повреждений корпусных конструкций является восприятие интенсивных локально распределённых нагрузок, поэтому уточнение закономерностей поведения локально загруженных пластинчатых элементов при их упруго-пластическом деформировании даёт возможность более обоснованно прогнозировать стрелки прогиба и оценивать риски разрушения пластин.

Проведён комплекс исследований, направленных на совершенствование методов расчёта и выявление резервов прочности локально загруженных пластин. В частности, уточнено соотношение гибких и жёстких связей при локальной нагрузке, что даёт возможность уточнить их коэффициент распора. Разработана методика расчёта пластин под действием контактных нагрузок, когда форма нагрузки изменяется в процессе нагружения, что позволяет выявить опасное

состояние пластин при действии контактной нагрузки для своевременного принятия решения об их подкреплении. Изучено поведение пластин при их случайном многократном повторно-статическом деформировании при развитых упруго-пластических прогибах. Разработана методика оценки рисков разрушения пластин при различном техническом состоянии элементов корпусных перекрытий, а также выполнена оценка влияния эксплуатационных дефектов пластин на несущую способность балок набора. Все эти исследования направлены на повышение надежности функционирования пластинчатых элементов корпусов судов в экстремальных условиях эксплуатации.

ГЛАВА 4

РАСЧЁТ ЛОКАЛЬНО ЗАГРУЖЕННЫХ СВЯЗЕЙ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ ЗА ПРЕДЕЛОМ УПРУГОСТИ С УЧЁТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

На безопасность мореплавания влияет не только общая, но и местная прочность. Под действием интенсивных локально распределённых нагрузок в экстремальных условиях эксплуатации судов ФРП повреждаются как пластинчатые элементы корпусных конструкций, так и стержневые элементы [25, 38, 39, 333, 337, 347, 348, 364], что нередко приводит к необходимости выполнения большого объёма ремонтных работ, направленных на восстановление надёжности корпусных конструкций. Причём, в ряде случаев на судоремонтных предприятиях при выборе схем подкрепления поврежденных конструкций приходится сталкиваться с проблемой определения размеров подкрепляющих связей на основе оценки внешних нагрузок по величине остаточных деформаций конструкций. Весьма перспективным для контроля прочности в процессе эксплуатации судов является применение бортовых интеллектуальных систем, но их эффективное функционирование возможно только при наличии аппарата для расчёта местной прочности в режиме реального времени с учётом работы элементов корпусных конструкций за пределом упругости.

Для решения подобных задач могут быть использованы численные методы расчёта, широко применяемые при проектировании судов и хорошо себя зарекомендовавшие. Однако значительное число судоремонтных предприятий не располагает соответствующими пакетами программ, а в их штате отсутствуют специалисты по численным методам расчёта. В таких условиях более целесообразным является применение кусочно-аналитических решений для расчёта судовых корпусных конструкций в упруго-пластической стадии, основанных на ряде упрощающих допущений. Этот математический аппарат может применяться и в бортовых интеллектуальных системах, так как позволяет определять величины прогибов в режиме реального времени. Такие системы могут быть использованы и для определения внешних сил по остаточным

деформациям корпусных конструкций. При этом должна определяться не только суммарная величина внешней нагрузки, форма и площадь пятна контакта, но и его ориентация на корпусе судна.

Сложность решения подобных задач при упруго-пластическом деформировании элементов судовых конструкций и развитых прогибах связана с учётом физической и геометрической нелинейности.

4.1 Проблема учёта геометрической и физической нелинейности

Физическая нелинейность обусловлена непрерывным изменением механических характеристик материала в зонах пластических деформаций. Учитывая, что пластические деформации развиваются в ограниченной зоне, при исследовании больших деформаций конструкций целесообразно заменять их пластическим шарниром, что существенно упрощает решение. Идея пластического шарнира была впервые предложена Г. Казинци [343] при расчёте жёстко-пластических балок, она оказалась весьма плодотворной и в дальнейшем была использована многими исследователями [18, 63, 165, 320], но авторы, как правило, ограничивались статическими пластическими шарнирами.

Анализ деформирования упруго-пластических балок, лежащих на упруго-пластических основаниях, показал, что в подобных задачах помимо статических пластических шарниров возникают и нестационарные пластические шарниры. Они непрерывно изменяют своё положение по мере увеличения внешней нагрузки, трансформируя зону обрушения, что до сих пор не учитывается в задачах статического упруго-пластического деформирования балок.

Проблема учёта геометрической нелинейности имеет ряд аспектов. Так, любые дифференциальные уравнения изгиба балок получаются из предположения, что выполняется условие:

$$\frac{1}{\rho_w} = \frac{d^2w(x)}{dx^2}, \quad (4.1)$$

поэтому

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI}, \quad (4.2)$$

где ρ_w – радиус кривизны упругой линии $w(x)$ в точке, которая определяется рассматриваемым значением координаты x ;

$M(x)$ – изгибающий момент в сечении, положение которого определяется тем же значением координаты x ;

EI – жёсткость балки при изгибе.

Допущение (4.1) можно применять лишь при малых значениях прогибов, в противном случае необходимо использовать более точное соотношение

$$\frac{1}{\rho_w} = \frac{\frac{d^2 w(x)}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}, \quad (4.3)$$

что делает дифференциальное уравнение изгиба нелинейным.

В практике судостроения и судоремонта приходится иметь дело с прогибами, в несколько раз превышающими условно малые прогибы, что следует из нормативной базы по дефектации пластин и балок набора [269]. Учёт знаменателя в правой части уравнения (4.3) при получении уравнения изгиба приводит к необходимости рассмотрения нелинейных членов, что существенно усложняет решение. Это лишь один аспект проблемы учёта нелинейности.

Другой аспект заключается в том, что изгиб многих элементов корпусных конструкций можно свести к расчёту сложного изгиба балок, лежащих на упругом основании, где зависимости между прогибом и реакцией основания традиционно описываются линейной функцией. В [228] рассматривается изгиб балок переменного сечения, лежащих на упругом основании переменной жёсткости, при этом дифференциальное уравнение изгиба имеет вид:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EI(x) \frac{d^2 w(x)}{dx^2} \right] + K(x) \cdot w(x) = q(x), \quad (4.4)$$

где $q(x)$ – интенсивность распределенной нагрузки;

$K(x)$ – коэффициент жёсткости упругого основания, изменяющийся по длине балки.

Это линейное дифференциальное уравнение с функциональными коэффициентами, но даже его интегрирование в аналитических функциях возможно далеко не всегда [228].

В случае рассмотрения развитого упруго-пластического деформирования зависимость между реакцией основания и его прогибом практически всегда нелинейна, т.е. использование дифференциального уравнения сложного изгиба балок на упругом основании становится в принципе невозможным. Так, почти все балки судового корпуса при деформировании взаимодействуют с пластинами, которые в пластической стадии выполняют роль нелинейного упруго-пластического основания, что создает дополнительные трудности при разработке расчётных методов решения подобных задач.

В случае нелинейного упруго-пластического основания дифференциальное уравнение изгиба балки постоянного сечения можно записать следующим образом:

$$EI \frac{d^4 w(x)}{dx^4} + K(w(x)) \cdot w(x) = q(x). \quad (4.5)$$

Данное дифференциальное уравнение является нелинейным, при этом вид функции $K(w(x))$ будет различным в зависимости от решаемой задачи (взаимодействие балки с обшивкой, перекрестной связи с балками, балки с подкрепляющими элементами). Для решения данного уравнения могут быть использованы как численные методы (в частности, метод Рунге-Кутты), так и предлагаемые в настоящей работе подходы, основанные на применении классической теории изгиба балок на сплошном упругом основании. Они позволяют получить кусочно-аналитические решения, которые являются наиболее подходящими и для использования в бортовых интеллектуальных системах, так как на порядок увеличивается скорость счета за счет ограничения числа неизвестных.

Для геометрически нелинейных задач характерно и то, что исследование равновесия конструкции выполняется применительно к её деформированному состоянию, что приводит к появлению в уравнениях равновесия членов,

содержащих перемещения, на что обращал внимание профессор Л.М. Беленький [34]. К тому же, из-за значительной величины перемещений в уравнениях, связывающих их с деформациями, должны удерживаться нелинейные члены [34]. Этим обусловлена сложность решения подобных задач, особенно если одновременно с геометрической нелинейностью учитывается и физическая нелинейность.

Дополнительные трудности обусловлены необходимостью учёта постоянного изменения действующих в балке продольных усилий, причём, после образования кинематически изменяемого механизма происходит непрерывное изменение зоны обрушения балки вследствие движения внешних нестационарных пластических шарниров к месту нагружения.

В настоящей главе работы на базе классических уравнений строительной механики корабля разработан математический аппарат, позволяющий оценивать величины развитых упруго-пластических прогибов элементов судовых конструкций. Представленные решения получены в рамках гипотезы «о мгновенном изменении параметров изгиба». Получены зависимости, позволяющие оценить риск разрушения упруго-пластических балочных конструкций, лежащих на нелинейных основаниях. Применение данного аппарата позволяет оценить степень опасности эксплуатационных дефектов типа вмятин и расчётным путём обосновать эффективность конструктивных решений, применяемых при ремонте корпусов судов. Разработанные методы расчёта корпусных конструкций могут быть использованы и при создании бортовых интеллектуальных систем контроля эксплуатационной прочности [134, 135, 136]. При применении полученных кусочно-аналитических решений значительно сокращается число подлежащих определению неизвестных по сравнению с численными методами, что позволяет ускорить решение задач моделирования поведения корпусных конструкций за пределом упругости и осуществлять его в режиме реального времени.

4.2 Математическая модель изгиба упруго-пластических балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением

Для исследования поведения корпусных конструкций в упруго-пластической стадии необходимо располагать уравнениями изгиба балки на основании с переменными характеристиками жёсткости. К данным задачам сводится изгиб отдельных связей судовых перекрытий, например, стрингеров и шпангоутов, а также корпуса судна, лежащего на упруго-пластических опорах, играющих роль сминающихся прокладок [20]. Но существующие решения обладают рядом недостатков, в частности, процесс последовательных приближений, применяемый для разыскания упругой линии балки, далеко не всегда оказывается сходящимся [228]. Поэтому данный параграф работы будет посвящён выводу зависимостей, которые адекватно опишут взаимодействие между связями корпуса, и дополнят известные методы расчёта [8, 18, 32, 37, 57, 159, 168, 187, 188, 193, 227, 275, 290, 367].

Традиционно при оценке несущей способности связей корпуса полагалось, что роль обшивки сводится только к увеличению жёсткости балок за счёт её включения в состав балки в качестве присоединённого пояска. При этом всегда пренебрегали жёсткостью пластин, полагая её несоразмерно малой по сравнению с жёсткостью балок [37]. Однако шпации судовых пластин могут варьироваться в широких пределах, так же как и толщина обшивки, поэтому влияние сил поддержания для балок (например, шпангоутов) при определенных соотношениях шпации и толщины может оказаться весьма существенным.

При рассмотрении изгиба упруго-пластической балки, лежащей на основании прандтлевского типа с линейным упрочнением (рисунок 4.1), целесообразно воспользоваться гипотезой «о мгновенном раскрытии пластических шарниров». В подобных задачах исследуется изгиб балок, лежащих на основании, характеристики которого ступенчато изменяются по мере достижения прогибами некоторых фиксированных значений w_1 . Если прогибы балки не превышают некоторый порог w_1 , то её деформирование соответствует изгибу балки, лежащей на упругом основании, а в случае превышения балкой

некоторого фиксированного прогиба w_1 часть балки оказывается лежащей на основании с другой жёсткостью. Такие основания, жёсткость которых последовательно изменяется в зависимости от величины прогиба балки, можно называть основаниями с последовательным изменением жёсткостей. В настоящей работе для ряда задач изгиба балок, лежащих на таких основаниях, получены кусочно-аналитические решения со сшивкой на границе. Основания, в которых элементы разной жёсткости одновременно включаются в работу, определяя некоторую интегральную жёсткость, можно называть основаниями с параллельным включением жёсткостей. Так, жёсткость кильблоков, набранных из разных пород древесины, определяется суммарной жёсткостью всех составляющих элементов кильблока одновременно.

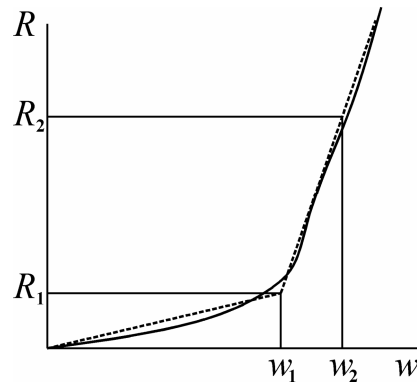


Рисунок 4.1 – Схема деформирования упруго-пластического основания прандтлевского типа с линейным упрочнением

Уравнения упругой линии балок получаются с учётом условий совместности деформаций на границе раздела жёсткостей оснований полубесконечной балки, лежащей на основании с жёсткостью K_1 и прогибом на кромке w_1 , и участка балки на основании с жёсткостью K_2 , нагруженного внешней нагрузкой P . Стадии изгиба представлены на рисунке 4.2. На первом этапе рассматривается бесконечная балка (рисунок 4.2,б). При прогибах, не превышающих значение w_1 , деформирование балки не отличается от изгиба балки, лежащей на упругом основании жёсткостью K_1 . Выражения для упругой линии, изгибающего момента и перерезывающей силы в этом случае имеют вид [223]:

$$w(x) = \frac{P}{8\alpha^3 EI} e^{-\alpha x} (\cos \alpha x + \sin \alpha x); \quad (4.6)$$

$$M(x) = \frac{P}{4\alpha} e^{-\alpha x} (-\cos \alpha x + \sin \alpha x); \quad (4.7)$$

$$Q(x) = \frac{P}{2} e^{-\alpha x} \cos \alpha x, \quad (4.8)$$

где $w(x)$ – упругая линия балки;

$M(x)$ – изгибающий момент в сечении балки;

$Q(x)$ – перерезывающая сила в сечении балки;

$\alpha = \sqrt[4]{\frac{K_1}{4EI}}$ – аргумент функции Пузыревского;

EI – жёсткость балки по отношению к изгибу.

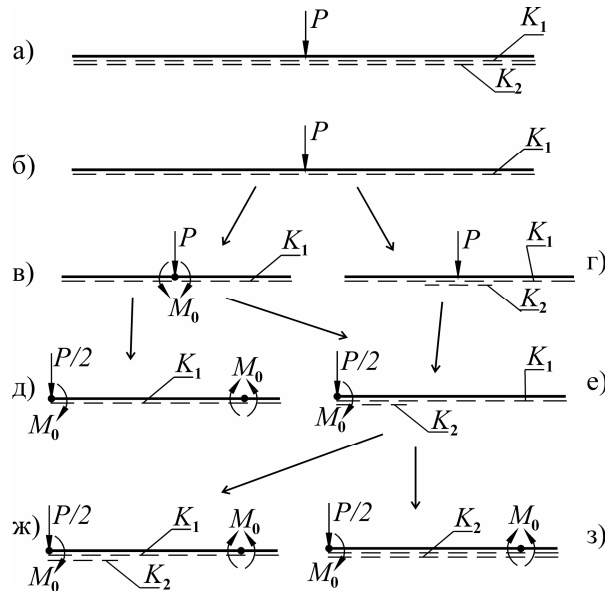


Рисунок 4.2 – Расчётная схема шпангоута

При дальнейшем увеличении внешней эксплуатационной нагрузки P могут реализоваться два варианта деформирования балки: достижение максимальным моментом своего предельного значения $M_{\max}=M_0$ под силой и превращение балки в полубесконечную (рисунок 4.2,в) или превышение прогиба w_1 , при котором часть балки переходит на основание жёсткостью K_2 (рисунок 4.2,г) в соответствии с [104, 112, 127].

В первом случае решение балки как полубесконечной, нагруженной силой и моментом на конце, записывается в соответствии с [228]:

$$w(x) = \frac{P}{4\alpha^3 EI} e^{-\alpha x} \cos \alpha x - \frac{M_0}{2\alpha^2 EI} e^{-\alpha x} (\cos \alpha x - \sin \alpha x); \quad (4.9)$$

$$M(x) = \frac{P}{2\alpha} e^{-\alpha x} \sin \alpha x - M_0 e^{-\alpha x} (\cos \alpha x + \sin \alpha x); \quad (4.10)$$

$$Q(x) = \frac{P}{2} e^{-\alpha x} [\cos \alpha x - \sin \alpha x] + 2M_0 \alpha \cdot e^{-\alpha x} \sin \alpha x. \quad (4.11)$$

Дальнейшее увеличение эксплуатационной нагрузки приведет к образованию бокового пластического шарнира (рисунок 4.2,д) или к переходу части балки на основание жёсткостью K_2 , при этом она будет описываться расчётной схемой, приведенной на рисунке 4.2,е. Координату бокового шарнира можно определить, приравняв к нулю перерезывающую силу.

В случае, изображенном на рисунке 4.2,г, удовлетворяя условиям совместности деформаций на границе раздела жёсткостей оснований полубесконечной балки, лежащей на основании жёсткостью K_1 и имеющей на кромке прогиб w_1 , и участка балки, лежащего на основании жёсткостью K_2 , нагруженного внешней нагрузкой P , можно получить уравнения изгиба обеих балок. Уравнение упругой линии полубесконечной балки [228]:

$$w_1(x) = A_1 e^{-\alpha_1 x} \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) + A_2 e^{-\alpha_1 x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x). \quad (4.12)$$

Уравнения параметров изгиба для полубесконечной балки

$$\theta_1(x) = \alpha_1 e^{-\alpha_1 x} [(-A_1 + A_2) \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) - (A_1 + A_2) \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x)]; \quad (4.13)$$

$$M_1(x) = \alpha_1^2 e^{-\alpha_1 x} EI [-2A_2 \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) + 2A_1 \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x)]; \quad (4.14)$$

$$Q_1(x) = \alpha_1^3 e^{-\alpha_1 x} EI [(2A_1 + 2A_2) \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) + (2A_2 - 2A_1) \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x)]. \quad (4.15)$$

Для нахождения констант A_1 и A_2 следует воспользоваться граничными условиями на левом конце балки. Тогда при $x=0$

$$\begin{cases} w_1(0) = w_1, \\ w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (4.16)$$

Удовлетворяя граничным условиям, нетрудно получить:

$$\begin{cases} A_1 = w_1, \\ A_2 = \frac{-M_1}{2\alpha_1^2 EI}. \end{cases} \quad (4.17)$$

Для участка шпангоута бортового перекрытия длиной l , лежащего на основании жёсткостью K_2 , уравнение упругой линии следует искать в виде:

$$w_2(x) = D_0V_0(\alpha_2 \cdot x) + D_1V_1(\alpha_2 \cdot x) + D_2V_2(\alpha_2 \cdot x) + D_3V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q}{K_2}, \quad (4.18)$$

где q – распределенная нагрузка, эквивалентная воздействию на этот участок балки со стороны основания жёсткостью K_1 .

Эта нагрузка определяется как произведение жёсткости первого основания и прогиба w_1 , при котором балка переходит на второе основание.

Уравнения параметров изгиба рассматриваемой балки записываются в виде:

$$\theta_2(x) = -\alpha_2 \cdot \sqrt{2} [D_0V_3(\alpha_2 \cdot x) - D_1V_0(\alpha_2 \cdot x) - D_2V_1(\alpha_2 \cdot x) - D_3V_2(\alpha_2 \cdot x)]; \quad (4.19)$$

$$M_2(x) = -\alpha_2^2 \cdot 2EI \cdot [D_0V_2(\alpha_2 \cdot x) + D_1V_3(\alpha_2 \cdot x) - D_2V_0(\alpha_2 \cdot x) - D_3V_1(\alpha_2 \cdot x)]; \quad (4.20)$$

$$Q_2(x) = -\alpha_2^3 \cdot 2\sqrt{2}EI \cdot [D_0V_1(\alpha_2 \cdot x) + D_1V_2(\alpha_2 \cdot x) + D_2V_3(\alpha_2 \cdot x) - D_3V_0(\alpha_2 \cdot x)]. \quad (4.21)$$

Расположив начало координат в точке приложения силы, можно записать граничные условия для данного участка балки при $x=0$ и при $x=l/2$:

$$\begin{cases} w_2'(0) = 0, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.22)$$

$$\begin{cases} w_2(l/2) = 0, \\ w_2''(l/2) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (4.23)$$

Неизвестный момент M_1 определяется с учётом равенства углов поворота сечений полубесконечной балки в начале координат и балки, лежащей на основании жёсткостью K_2 при $x=l/2$.

С учётом вышеизложенного могут быть получены постоянные интегрирования

$$\begin{cases} D_0 = P\lambda_{*01} + \lambda_{*02}, \\ D_1 = 0, \\ D_2 = P\lambda_{*21} + \lambda_{*22}, \\ D_3 = P\lambda_{*31}, \\ A_2 = P\xi_{*21} + \xi_{*22}, \end{cases} \quad (4.24)$$

где λ_{*ij}, ξ_{*ij} представлены в приложении Б.

Таким образом, упругая линия для рассмотренных балок может быть описана уравнениями:

$$w_1(x) = P\xi_{*1}(x) + \xi_{*2}(x); \quad (4.25)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*1}(x) + \lambda_{*2}(x) \quad (4.26)$$

где

$$\xi_{*1}(x) = \xi_{*21}e^{-\alpha_1 x} \sin(\alpha_1 x); \quad (4.27)$$

$$\xi_{*2}(x) = w_1 e^{-\alpha_1 x} \cos(\alpha_1 x) + \xi_{*22}e^{-\alpha_1 x} \sin(\alpha_1 x); \quad (4.28)$$

$$\lambda_{*1}(x) = \lambda_{*01}V_0(\alpha \cdot x) + \lambda_{*21}V_2(\alpha \cdot x) + \lambda_{*31}V_3(\alpha \cdot x); \quad (4.29)$$

$$\lambda_{*2}(x) = \lambda_{*02}V_0(\alpha \cdot x) + \lambda_{*22}V_2(\alpha \cdot x) + \frac{q}{K_2}. \quad (4.30)$$

Полученные кусочно-аналитические решения со сшивкой на границе построены в рамках гипотезы о «мгновенном раскрытии пластических шарниров»[63, 112].

При образовании пластического шарнира под силой балка превращается в полубесконечную, лежащую на двух основаниях (рисунок 4.2,е). Тогда уравнения параметров изгиба балки практически не будут отличаться от приведенных выше для балки на двух основаниях до образования шарнира, но момент M_1 на границе изменения жёсткости основания будет определяться другим выражением. Поместив начало координат в месте приложения нагрузки, можно записать граничные условия для лежащей на основании жёсткостью K_2 балки после образования в месте приложения силы пластического шарнира и для полубесконечной балки:

$$\begin{cases} w_1(0) = w_1, \\ w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (4.31)$$

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.32)$$

$$\begin{cases} w_2(l/2) = 0, \\ w_2''(l/2) = \frac{M_1}{EI}, \end{cases} \quad (4.33)$$

где M_0 – предельный момент для шпангоута бортового перекрытия.

Постоянные интегрирования выражаются формулами:

$$\begin{cases} D_0^* = P\lambda_{*41} + \lambda_{*42}, \\ D_1^* = P\lambda_{*51} + \lambda_{*52}, \\ D_2^* = \frac{-M_0}{2 \cdot EI\alpha_2^2}, \\ D_3^* = P\lambda_{*31}, \\ A_1^* = w_1, \\ A_2^* = P\xi_{*61} + \xi_{*62}, \end{cases} \quad (4.34)$$

где λ_{*ij}, ξ_{*ij} представлены в приложении Б.

Упругая линия для рассмотренных балок описывается выражениями:

$$w_1(x) = P\xi_{*3}(x) + \xi_{*4}(x); \quad (4.35)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*3}(x) + \lambda_{*4}(x) \quad (4.36)$$

где

$$\xi_{*3}(x) = \xi_{*61} e^{-\alpha_1 x} \sin(\alpha_1 x); \quad (4.37)$$

$$\xi_{*4}(x) = w_1 e^{-\alpha_1 x} \cos(\alpha_1 x) + \xi_{*62} e^{-\alpha_1 x} \sin(\alpha_1 x); \quad (4.38)$$

$$\lambda_{*3}(x) = \lambda_{*41} V_0(\alpha \cdot x) + \lambda_{*51} V_1(\alpha \cdot x) + \lambda_{*31} V_3(\alpha \cdot x); \quad (4.39)$$

$$\lambda_{*4}(x) = \lambda_{*42} V_0(\alpha \cdot x) + \lambda_{*52} V_1(\alpha \cdot x) + D_2^* \cdot V_2(\alpha \cdot x) + \frac{q}{K_2}. \quad (4.40)$$

Последовательное увеличение эксплуатационной нагрузки приводит к появлению внешнего пластического шарнира (рисунок 4.2, ж, з) и одновременно формированию зоны обрушения, которая ограничена в продольном направлении удвоенной шпацией бортового перекрытия, а в поперечном направлении зоной, заключенной между двумя внешними нестационарными шарнирами. Балка, по сути, превращается в кинематически изменяемый механизм, но её прогибы носят ограниченный характер, и она ещё способна воспринимать дополнительную внешнюю нагрузку. Увеличение эксплуатационной нагрузки будет происходить

до тех пор, пока не произойдет разрушение конструктивных элементов, моделирующих основание, или самой балки в пластическом шарнире за счет чрезмерных удлинений материала в свободном пояске. Результаты расчёта прогибов шпангоута бортового перекрытия при различных модулях упрочнения основания приведены на рисунке 4.3,а.

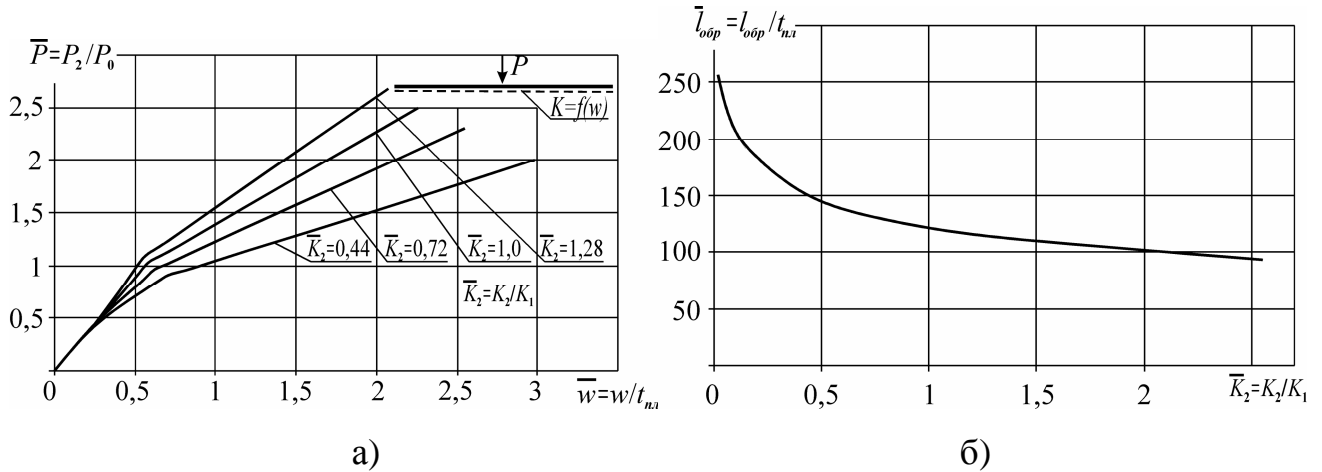


Рисунок 4.3 – Результаты расчёта: а) – зависимость прогиба шпангоута от нагрузки при различных модулях упрочнения основания; б) – изменение размеров зоны обрушения балки шпангоута бортового перекрытия в зависимости от параметров жёсткости основания

Изменения размеров зоны обрушения балки в зависимости от жёсткости основания представлены на рисунке 4.3,б, где в области малых жёсткостей оснований наблюдается резкое увеличение размеров зоны обрушения шпангоута бортового перекрытия.

Представляется интересным сравнить величины нагрузок балок при образовании кинематического механизма с нагрузками, полученными по теории предельного равновесия [341]. Такое сопоставление показывает серьёзные расхождения в значении нагрузок, что свидетельствует о том, что применять теорию предельного равновесия для расчёта отдельных элементов корпусных конструкций судов следует с определенной долей осторожности.

4.3 Математическая модель изгиба упруго-пластических балок, лежащих на упруго-пластическом основании с нелинейным упрочнением

Решение задачи изгиба упруго-пластической балки, лежащей на основании прандтлевского типа с линейным упрочнением, можно распространить на более общий случай с нелинейным характером упрочнения, используя те же подходы [71, 104]. Необходимо провести кусочно-линейную аппроксимацию зоны упрочнения, где точки пересечения линейных функций обозначаются соответственно координатами (R_1, w_1) , (R_2, w_2) , (R_3, w_3) (рисунок 4.4,а). Процедуру кусочно-линейной аппроксимации целесообразно проводить с использованием ЭВМ по методу наименьших квадратов [271]. Расчётная схема балки для такого случая показана на рисунке 4.4,б.

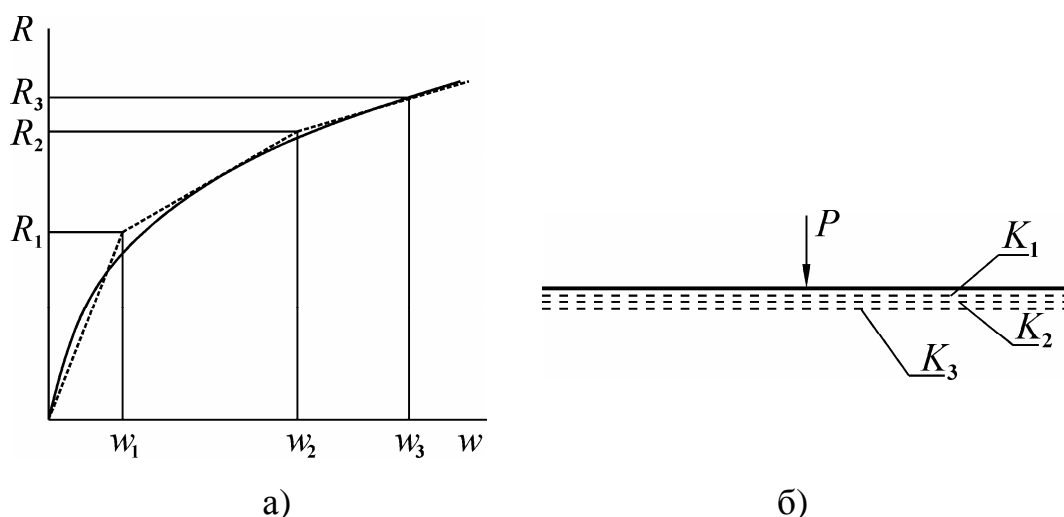


Рисунок 4.4 – Расчёт балки бортового перекрытия, лежащей на основании с нелинейным упрочнением: а) – характеристики деформирования нелинейного упруго-пластического основания и его аппроксимация; б) – расчётная схема балки

Рассматривая изгиб балки бортового перекрытия в процессе деформирования (рисунок 4.5,а,б), стоит отметить, что характер распределения реактивных сил по участкам балки будет находиться в соответствии с жёсткостью упруго-пластического основания, которая будет определяться в соответствии с величиной прогиба балки (рисунок 4.5).

Пусть прогибы балки имеют такие значения, что она попадает сразу на все три основания (другие случаи были рассмотрены в параграфе 4.2 или могут быть сведены к ним). Тогда балка автоматически разбивается на отдельные участки,

каждый из которых лежит на своем основании.

Удовлетворяя условиям совместности деформаций на конце полубесконечной балки с основанием жёсткостью K_1 и прогибом на кромке w_1 , границах участка балки, лежащего на основании жёсткостью K_2 , и участка балки на основании жёсткостью K_3 и нагруженного внешней нагрузкой P , можно получить уравнения изгиба трёх балок.

Граничные условия для участка балки на основании жёсткостью K_3 :

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.41)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}. \end{cases} \quad (4.42)$$

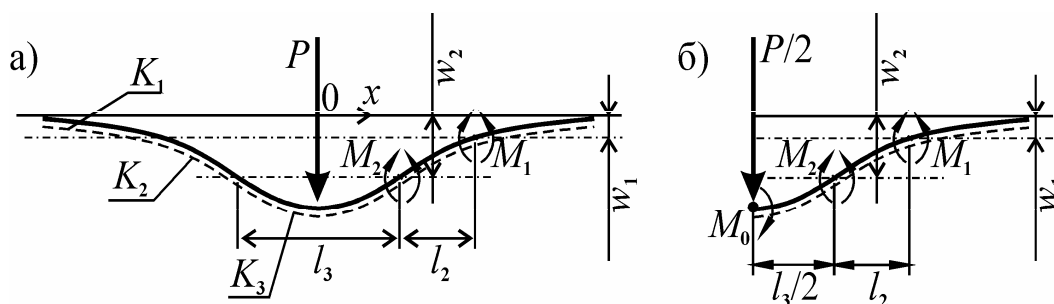


Рисунок 4.5 – Схема деформирования балки бортового перекрытия, лежащей на основании с нелинейным упрочнением: а) – до образования пластического шарнира под силой; б) – после образования пластического шарнира под силой

Граничные условия для участка балки на основании жёсткостью K_2 при размещении начала координат в месте смены жёсткостей K_2 и K_3 :

$$\begin{cases} w_2(0) = w_2 - w_1, \\ w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.43)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2) = 0, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (4.44)$$

Для полубесконечной балки:

$$\begin{cases} w_1(0) = w_1, \\ w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (4.45)$$

Зависимости, описывающие упругую линию балки, будут в этом случае следующими:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*5}(x) + \xi_{*6}(x); \quad (4.46)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*5}(x) + \lambda_{*6}(x); \quad (4.47)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*7}(x) + \lambda_{*8}(x); \quad (4.48)$$

где

$$\xi_{*5}(x) = \frac{-\psi_{*11}}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot E \cdot I \cdot (\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8})} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x); \quad (4.49)$$

$$\xi_{*6}(x) = w_1 \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) - \frac{\psi_{*10}}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot E \cdot I \cdot (\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8})} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x); \quad (4.50)$$

$$\lambda_{*5}(x) = \psi_{*15} \cdot V_1(\alpha_2 x) + \psi_{*17} \cdot V_2(\alpha_2 x) + \psi_{*13} \cdot V_3(\alpha_2 x); \quad (4.51)$$

$$\lambda_{*6}(x) = (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(\alpha_2 x) + \psi_{*14} \cdot V_1(\alpha_2 x) + \psi_{*16} \cdot V_2(\alpha_2 x) + \psi_{*12} \cdot V_3(\alpha_2 x) + \frac{q_2}{K_2}; \quad (4.52)$$

$$\lambda_{*7}(x) = \psi_{*22} \cdot V_0(\alpha_3 x) + \psi_{*20} \cdot V_2(\alpha_3 x) + \psi_{*18} \cdot V_3(\alpha_3 x); \quad (4.53)$$

$$\lambda_{*8}(x) = \psi_{*21} \cdot V_0(\alpha_3 x) + \psi_{*19} \cdot V_2(\alpha_3 x) + \frac{q_3}{K_3}. \quad (4.54)$$

При этом константы ψ_{*i} вычисляются по выражениям, представленным в приложении Б, а моменты на стыке участков балки определяются как:

$$M_1 = \frac{\psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} + P \cdot \frac{\psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}; \quad (4.55)$$

$$M_2 = \psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} + P \cdot \left[\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right]. \quad (4.56)$$

После образования пластического шарнира под силой граничные условия для балки на основании жёсткостью K_3 имеют вид:

$$\begin{cases} w_3''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.57)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}, \end{cases} \quad (4.58)$$

а для балки на основании жёсткостью K_2 и полубесконечной балки остаются неизменными. Зависимости сила–прогиб для балок в этом случае описываются выражениями:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*7}(x) + \xi_{*8}(x); \quad (4.59)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*9}(x) + \lambda_{*10}(x); \quad (4.60)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*11}(x) + \lambda_{*12}(x), \quad (4.61)$$

где

$$\xi_{*7}(x) = \frac{-\psi_{*11}^*}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot E \cdot I \cdot (\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*)} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x); \quad (4.62)$$

$$\xi_{*8}(x) = w_1 \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) - \frac{\psi_{*10}^*}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot E \cdot I \cdot (\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*)} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x); \quad (4.63)$$

$$\lambda_{*9}(x) = \psi_{*15}^* \cdot V_1(\alpha_2 x) + \psi_{*17}^* \cdot V_2(\alpha_2 x) + \psi_{*13}^* \cdot V_3(\alpha_2 x); \quad (4.64)$$

$$\lambda_{*10}(x) = (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(\alpha_2 x) + \psi_{*14}^* \cdot V_1(\alpha_2 x) + \psi_{*16}^* \cdot V_2(\alpha_2 x) + \psi_{*12}^* \cdot V_3(\alpha_2 x) + \frac{q_2}{K_2}; \quad (4.65)$$

$$\lambda_{*11}(x) = \psi_{*22}^* \cdot V_0(\alpha_3 x) + \psi_{*20}^* \cdot V_1(\alpha_3 x) + \psi_{*18}^* \cdot V_3(\alpha_3 x); \quad (4.66)$$

$$\lambda_{*12}(x) = \psi_{*21}^* \cdot V_0(\alpha_3 x) + \psi_{*19}^* \cdot V_1(\alpha_3 x) - \frac{M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I} \cdot V_2(\alpha_3 x) + \frac{q_3}{K_3}. \quad (4.67)$$

Значения ψ_{*i} и ψ_{*i}^* принимаются в соответствии с приложением Б, а моменты, возникающих на стыке участков балки, определяются по следующим формулам:

$$M_1 = \frac{\psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} + P \cdot \frac{\psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}; \quad (4.68)$$

$$M_2 = \psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} + P \cdot \left[\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right]. \quad (4.69)$$

Полученные результаты позволяют достаточно просто решать задачи изгиба балок, лежащих на основании прандтлевского типа с нелинейным

упрочнением. Для сравнения точности данных решений с приведенными в параграфе 4.2 был выполнен расчёт балок, лежащих на упруго-пластическом основании с нелинейным упрочнением. Аппроксимация характеристик основания выполнялась одной, двумя и тремя прямыми линиями (основание с одной, двумя и тремя жёсткостями, соответственно). Результаты расчёта двух балок различного сечения приведены на рисунке 4.6 (рисунок 4.6,а соответствует более жёсткой балке). По оси абсцисс отложено отношение прогиба w к толщине пластины обшивки t_{nl} , по оси ординат – отношение $\bar{P} = P/P_0$ внешней нагрузки к предельной нагрузке балки, определяемой по теории предельного равновесия.

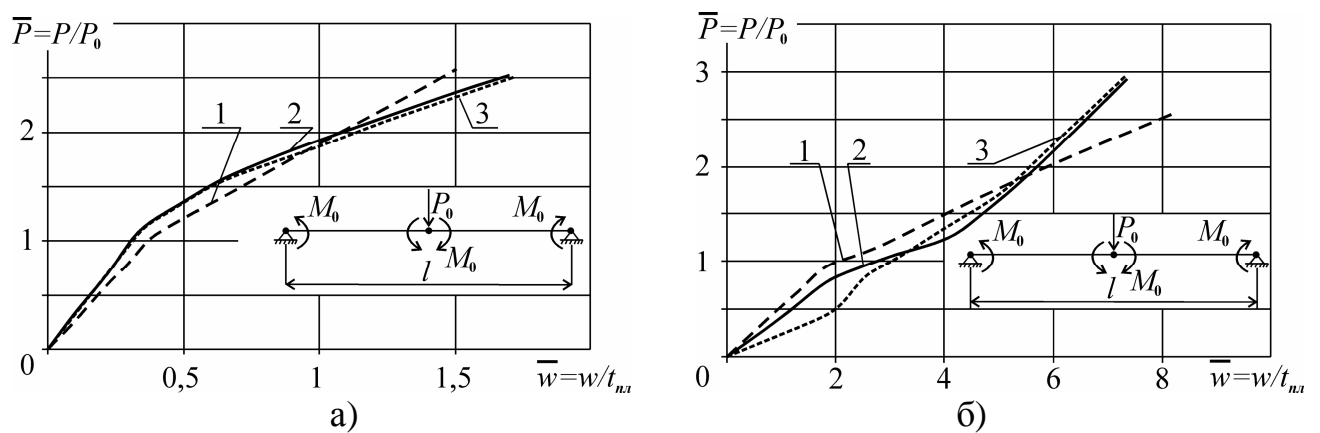


Рисунок 4.6 – Деформирование балки при аппроксимации характеристик упруго-пластического основания одной (1), двумя (2) и тремя (3) линиями: а) – высокая жёсткость балки; б) – низкая жёсткость балки

Зона обрушения принималась равной расстоянию между внешними нестационарными пластическими шарнирами в момент их образования. Результаты расчёта при аппроксимации характеристик основания одной линией (цифра 1 на рисунке 4.6) существенно (20% и более) отличаются от полученных при аппроксимации двумя и тремя линиями (цифра 2 и 3 на рисунке 4.6 соответственно). При этом расхождение начинает возрастать с увеличением прогибов, поэтому при дальнейшем нагружении оно может существенно превысить упомянутые 20%.

В случае расчёта балок на двух и трёх основаниях имеется некоторое несовпадение в начальной области (рисунок 4.6,б), при больших нагрузках кривые деформирования сближаются. Этот факт позволяет ограничиться

рассмотрением изгиба балок на основании с двумя жёсткостями, что ведет к значительному упрощению выкладок. В отдельных случаях может потребоваться и более точная аппроксимация жесткостных характеристик (основание с тремя жёсткостями).

4.4 Методика учёта жёсткости пластины при деформировании локально загруженного шпангоута в упруго- пластической стадии

При оценке несущей способности шпангоутной ветви бортового перекрытия обычно используется теория предельного состояния [320] в предположении ничтожности сил поддержания со стороны обшивки борта. Это обусловлено тем, что жёсткость ребра (шпангоута) намного превышает жёсткость пластины, но при развитых прогибах в пластинах возникают достаточно большие цепные усилия, которые могут существенным образом изменить несущую способность шпангоутной ветви. На необходимость учёта жёсткости пластины при рассмотрении деформирования шпангоутов обращалось внимание [22], но авторы ограничились лишь зоной упругих деформаций. Для рационального выбора размеров связей при проектировании бортовых перекрытий судов необходимо учитывать взаимодействие балок набора и пластин обшивки при их работе в упруго-пластической стадии под действием интенсивных локально распределенных нагрузок.

Для учёта влияния пластин обшивки на несущую способность балок набора следует рассмотреть локально загруженное перекрытие с системой балок главного направления. Для простоты целесообразно принять, что перекрытие имеет бесконечные размеры в обоих направлениях. Подобная идеализация практически не искажает картины деформации, так как под действием интенсивных местных нагрузок развиваются сильно локализованные пластические деформации. Эти деформации быстро затухают по мере удаления от зоны нагружения, что упрощает рассмотрение характера деформирования связей. Фрагмент такого перекрытия приведен на рисунке 4.7,а.

Здесь также полагается, что локальная нагрузка в процессе эксплуатации «бежит» по перекрытию (либо по его определенной площади), поочередно нагружая либо пластину, либо ребро жёсткости. В качестве локальной нагрузки для качественного анализа принимается давление по отпечатку размером $a_H \times b_H = 200 \times 200$ мм. Вопрос о действительной зоне локализации эксплуатационных нагрузок достаточно сложен и требует самостоятельного исследования.

Для обеспечения прочности бортового перекрытия необходимо и достаточно рассмотреть деформирование локально загруженной пластины и шпангоутной ветви. При этом нельзя забывать, что минимальный вес перекрытия будет обеспечен лишь при удовлетворении критерия равнопрочности пластин обшивки и балок главного направления (шпангоутов). Расчёт локально загруженной пластины уже рассматривался ранее. Он не представляет принципиальных трудностей и может быть выполнен, например, в соответствии с [63], поэтому следует остановиться на расчёте балок главного направления.

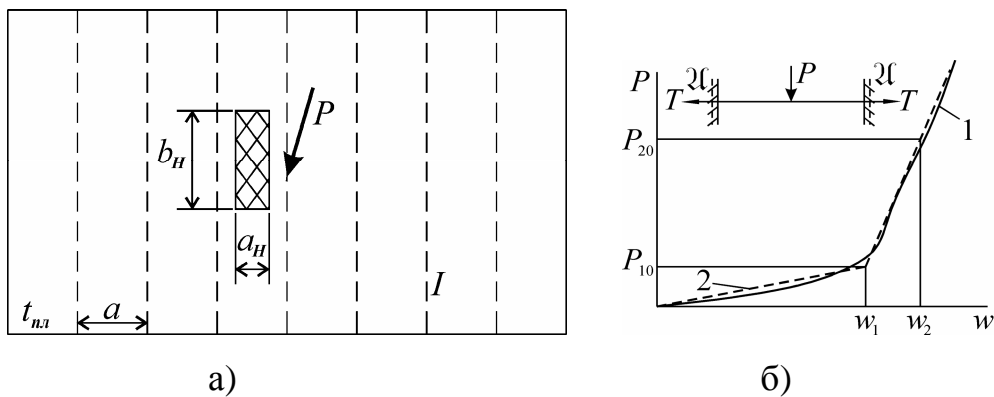


Рисунок 4.7 – Расчёт шпангоута локально загруженного бортового перекрытия:

а)– расчётная схема фрагмента бортового перекрытия; б) – схема определения характеристик жёсткости основания шпангоута

Расчётная схема шпангоутной ветви бортового перекрытия сводится к рассмотрению изгиба упруго-пластической балки, нагруженной сосредоточенной силой $P = a_H \times b_H \times p_q$, лежащей на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением.

Характеристики основания для шпангоута могут быть получены из

рассмотрения деформирования балки-полоски обшивки длиной в две шпации, нагруженной сосредоточенной силой в середине пролета.

Решение целесообразно получать с использованием гипотезы «мгновенного раскрытия пластических шарниров». Она достаточно хорошо разработана применительно к балкам-полоскам [63]. Проводя кусочно-линейную аппроксимацию зависимости сила – прогиб для балки-полоски, можно получить искомые характеристики упруго-пластического основания (рисунок 4.7,б):

$$\begin{cases} K_1 = \frac{P_{10}}{w_1}, \\ K_2 = \frac{P_{20} - P_{10}}{w_2 - w_1}. \end{cases} \quad (4.70)$$

Так как коэффициент распора для балки-полоски, создающей некоторое упруго-пластическое основание, не известен, то задача решается в определенной последовательности. На первом этапе задается некоторый коэффициент распора для балки-полоски K_{P1} и рассматривается деформирование шпангоутной ветви как упруго-пластической балки, лежащей на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением [65, 112, 117].

В соответствии со схемой деформирования балки, представленной в параграфе 4.2, на первом этапе рассматривается бесконечная балка (рисунок 4.2,а). Если прогибы балки не превышают некоторый порог w_1 , то изгиб балки ничем не отличается от изгиба балки на упругом основании жёсткостью K_1 , а элементы изгиба определяются формулами (4.6) – (4.8).

При увеличении внешней нагрузки P возможны два варианта деформирования балки. Один из них – достижение максимальным моментом своего предельного значения $M_{max}=M_0$ по абсолютному значению в месте приложения нагрузки и превращение балки в полубесконечную. Другой – превышение прогибами балки прогиба w_1 , при котором часть балки переходит на основание жёсткостью K_2 в соответствии с [112]. В первом случае решение балки как полубесконечной, нагруженной силой и моментом на конце, записывается в соответствии с (4.9) – (4.11).

Дальнейшее увеличение нагрузки приведет к образованию бокового шарнира или к переходу части балки на основание жёсткостью K_2 , при этом балка описывается расчётной схемой на рисунке 4.2,г.

Последовательное увеличение нагрузки приводит к одновременному появлению внешнего бокового нестационарного пластического шарнира (рисунок 4.2) и формированию зоны обрушения, которая ограничена удвоенной шпацией перекрытия в продольном направлении и зоной между двумя внешними нестационарными шарнирами в поперечном направлении (рисунок 4.8). Это позволяет откорректировать величину коэффициента распора для балки-полоски, выполняющей роль упруго-пластического основания согласно [43, 63].

После этого весь цикл вычислений повторяется снова, до определения координаты образования внешнего пластического шарнира. Процесс вычислений продолжается до тех пор, пока размеры зоны обрушения по ширине между последующим и предыдущим циклом будут отличаться не более, чем на 5 %.

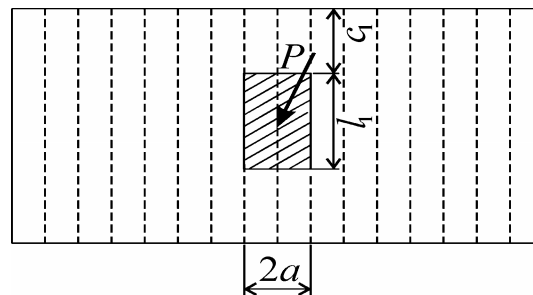


Рисунок 4.8 – Схема образования зоны обрушения бортового перекрытия

Если фактические размеры зоны обрушения по ширине близки к ширине перекрытия, то дальнейшее деформирование шпангоута будет осуществляться в запредельном состоянии в соответствии с [113], т.е. без возникновения продольных сил. Если же размеры зоны обрушения по ширине перекрытия невелики, то дальнейшее рассмотрение деформирования шпангоутной ветви должно сопровождаться учётом продольных сил T , которые возникнут в ней при последующем увеличении нагрузки P в зоне обрушения.

Варьируя жёсткостью шпангоутов и пластин, можно оценить их влияние на несущую способность шпангоутов и определить рациональное соотношение между жёсткостью шпангоутов и пластин.

Результаты исследования представлены на рисунках 4.9 и 4.10. Расчёты проводились на трёх шпациях (600 мм, 400 мм и 300 мм) для трёх толщин пластин (5 мм, 10 мм, 15 мм), причём высота балок набора также варьировалась. Параметр $\bar{h} = \frac{h}{h_{\max}}$ на графиках представляет собой долю высоты некоторой балки набора h от наибольшей из исследованных h_{\max} . На рисунке 4.9,а представлены графики, показывающие, как меняется несущая способность шпангоута при изменении шпации и толщины обшивки (по оси абсцисс отложена жёсткость пластин $\frac{a}{t_{пл}}$, а по оси ординат – отношение предельных нагрузок балок при некоторой шпации P_2 и шпации 600 мм $P_{2(600)}$). Как следует из рисунка, для достаточно гибких пластин, для которых $\frac{a}{t_{пл}} = (60 \div 120)$, несущая способность шпангоутов при уменьшении шпации несколько возрастает (от 5 до 20%), что связано, главным образом, с жёсткостью самих балок. Для достаточно жёстких пластин $\frac{a}{t_{пл}} = (30 \div 60)$ и $\frac{a}{t_{пл}} = (20 \div 40)$ зависимости имеют качественно другой характер: при повышении жёсткости пластины несущая способность балок даже уменьшается (для некоторых балок на десять – пятнадцать процентов).

Это обусловлено тем, что в зависимости от жёсткости пластины изменяются как зона обрушения балки, так и коэффициент распора пластин (рисунок 4.9,а), обеспечивающих поддержание балки шпангоута за счёт создания реакций основания. На рисунке 4.9,б представлено отношение коэффициента распора пластин различных толщин и шпаций к значению этого коэффициента при шпации 600 мм для нескольких жёсткостей шпангоутов. Снижение коэффициента распора для жёстких пластин с одновременным уменьшением зоны обрушения шпангоута и ведут, в конечном счёте, к снижению несущей способности балки шпангоута.

Такое поведение шпангоута не позволяет объективно оценить резервы его прочности, так как нагрузки, превращающие его в кинематический механизм, в

сильной степени зависят от жёсткости пластины. Наиболее чётко это просматривается на рисунке 4.10,а, где представлены углы слома в центральном пластическом шарнире, отнесенные к значениям для шпации 600 мм. Не вызывает сомнений, что основным фактором, приводящим к разрушению балок, являются удлинения в крайних фибрах пластических шарниров, пропорциональные углу слома балки в них.

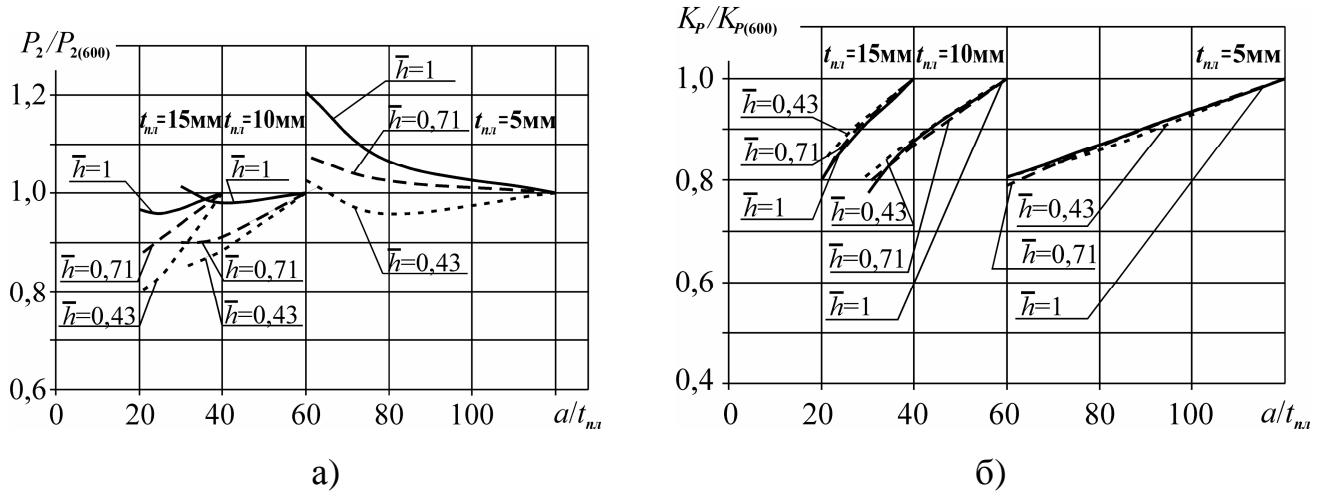


Рисунок 4.9 – Результаты расчёта: а) – изменение несущей способности шпангоутов в зависимости от жёсткости пластины; б) – изменение коэффициента распора пластин бортового перекрытия в зависимости от их жёсткости

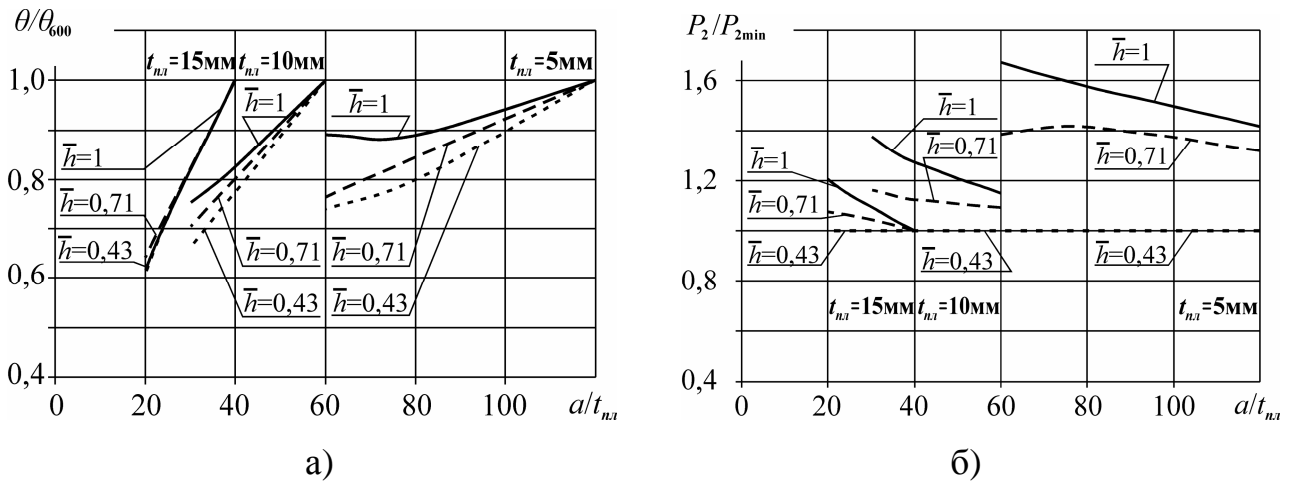


Рисунок 4.10 – Результаты расчёта: а) – изменение угла слома в центральном пластическом шарнире в зависимости от жёсткости балок и пластин; б) – повышение несущей способности шпангоутов в зависимости от их жёсткости

Из рисунка 4.10,а следует, что углы слома в центральном пластическом шарнире с увеличением жёсткости пластин существенно уменьшаются (до 60%).

Поэтому максимальные пластические удлинения в пластическом шарнире остаются существенно меньшими, чем для балок шпангоутов, лежащих на сравнительно мягком основании, несмотря на образование кинематического механизма в балке. Из-за этого запасы прочности одной и той же балки, превратившейся в кинематически изменяемый механизм и опирающейся на пластины различных шпаций одинаковой толщины, могут различаться более чем в 1,5 раза. Это не позволяет выбрать наименее металлоемкую схему подкрепления. Данный вопрос более подробно рассмотрен в параграфе 5.2 настоящей работы. Необходимо также заметить (рисунок 4.10,а), что с увеличением жёсткости пластин углы слома в пластическом шарнире практически не зависят от жёсткости балок. В значительной степени они определяются толщиной обшивки и шпацией.

Определенный интерес представляют и данные, приведенные на рисунке 4.10,б, демонстрирующие, насколько эффективно можно увеличить несущую способность шпангоута, увеличив его жёсткость. По оси абсцисс отложена жёсткость пластины $\frac{a}{t_{nl}}$, по оси ординат – отношение нагрузки P_2 , соответствующей образованию кинематически изменяемого механизма в балке некоторой жёсткости, к той же нагрузке для балки с минимальной высотой профиля (P_{2min}). Так, для гибких пластин $\frac{a}{t_{nl}} = (60 \div 120)$ увеличение высоты профиля в 2,3 раза, что соответствует возрастанию жёсткости шпангоута в 4,5 раза, приводит к увеличению несущей способности лишь на 70% (в данном случае под несущей способностью понимается образование кинематически изменяемого механизма). Для более жёстких пластин $\frac{a}{t_{nl}} = (30 \div 60)$ при увеличении высоты профиля в 2,3 раза, что соответствует возрастанию жёсткости шпангоута в 4 раза, эффект увеличения несущей способности составляет всего 20%. Подобные выводы можно сделать для изгибного механизма разрушения, при учёте сдвиговых деформаций они могут несколько измениться. Таким образом,

представленная методика позволяет осуществлять выбор параметров конструктивных элементов бортовых перекрытий с учётом особенностей их взаимодействия при восприятии локальных нагрузок, что дает возможность проектировать корпуса судов с минимальными весовыми характеристиками за счет рационального распределения металла между обшивкой и набором.

4.5 Методика расчёта локально загруженных балок судовых корпусов с учётом нелинейности их деформирования

В параграфах 4.2 и 4.3 настоящей работы были получены решения для балок, лежащих на упруго-пластическом основании с линейным и нелинейным упрочнением, для судового перекрытия без перекрестных связей. Однако в ряде случаев использование упомянутых решений может приводить к большим погрешностям, так как зависимость сила – прогиб балки-полоски, из которой определяются параметры жёсткости основания, имеет довольно сложную форму, и ее аппроксимация двумя прямыми линиями с требуемой точностью не представляется возможной (рисунок 4.11). Здесь сплошной линией показана зависимость сила–прогиб балки-полоски, пунктирными линиями – результаты аппроксимации.

Данная ситуация усугубляется, если помимо обшивки балка набора имеет дополнительное упруго-пластическое основание, роль которого выполняют подкрепляющие элементы, устанавливаемые, например, согласно схемам, представленным в главе 5. В таком случае кривая, характеризующая изменение реакции основания с интегральной жёсткостью при росте прогибов, имеет еще более сложную форму, что ведёт к увеличению погрешности при использовании малого количества оснований для описания взаимодействия балки набора с обшивкой и подкрепляющими элементами. Поэтому для увеличения точности расчёта была разработана методика [140, 141], где число оснований принималось равным четырём, соответствующая схема деформирования балки представлена на рисунке 4.12. Здесь: P – внешняя нагрузка; Δ – расстояние от точки приложения силы до опоры; K_i – жёсткость упруго-пластического основания; M_0 –

предельный момент сечения балки; θ – угол поворота сечения в месте приложения нагрузки A – податливость упругой опоры. Данная методика позволяет осуществлять выбор размеров балок судового корпуса, воспринимающих интенсивные локально распределённые нагрузки, с учётом резервов упруго-пластического деформирования, что необходимо для проектирования корпусов судов с минимальными весовыми характеристиками.

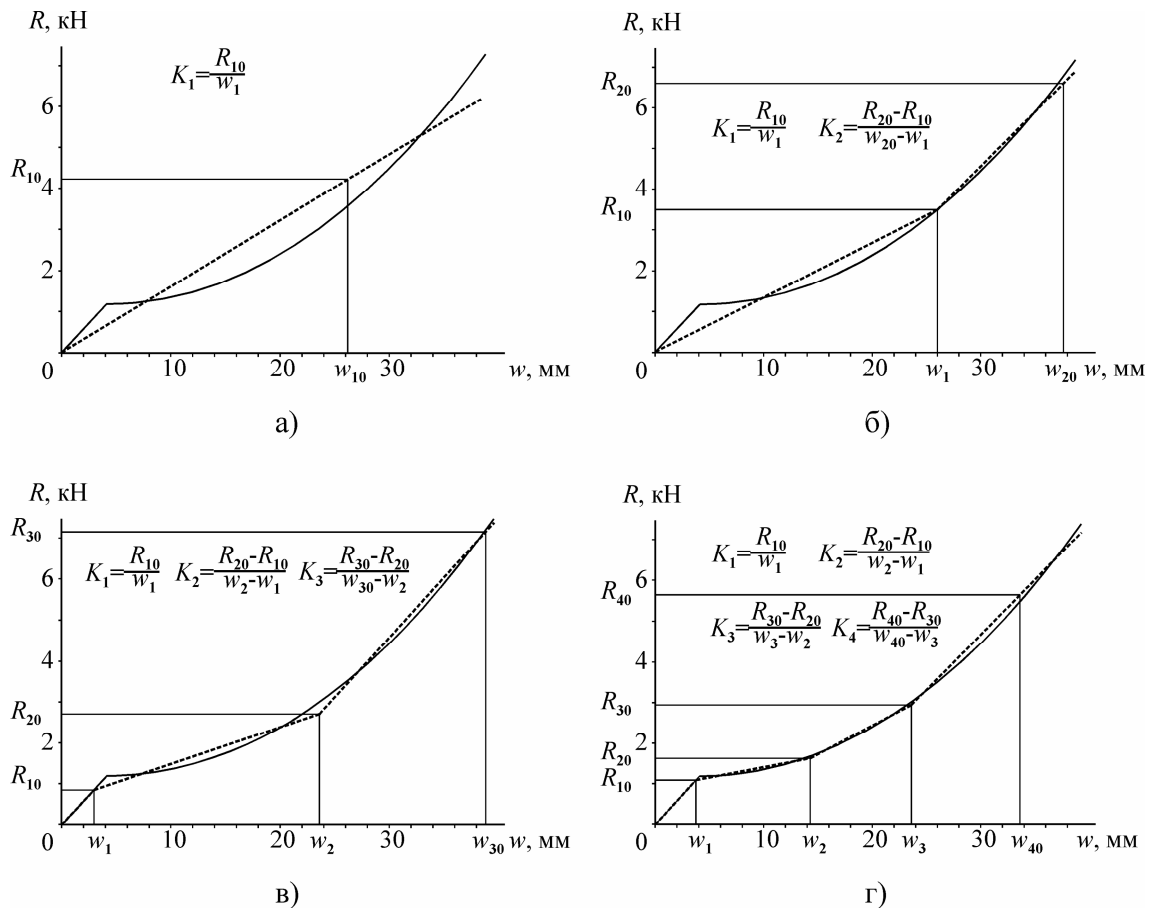


Рисунок 4.11 – Определение параметров упруго-пластического основания балки набора, роль которой выполняет обшивка с использованием различного количества прямых: а) – одна прямая; б) – две прямых; в) – три прямых; г) – четыре прямых

При получении решений для соответствующих расчётных схем балок, лежащих на основании с четырьмя жёсткостями, учтено, что уже при трёх основаниях (см. параграф 4.3) выкладки получались весьма громоздкими. Это обусловлено тем, что при расчёте балки на многослойном основании она разбивалась на ряд участков, лежащих на основании с одной жёсткостью, а для

этих участков записывались граничные условия и условия сопряжения, исходя из которых определялись постоянные интегрирования. Поэтому здесь при разработке методики расчёта упруго-пластической балки с числом оснований больше двух использовался метод трёх моментов. При этом, как и прежде, при рассмотрении деформирования балок целесообразно применение гипотезы «о мгновенном раскрытии пластических шарниров».

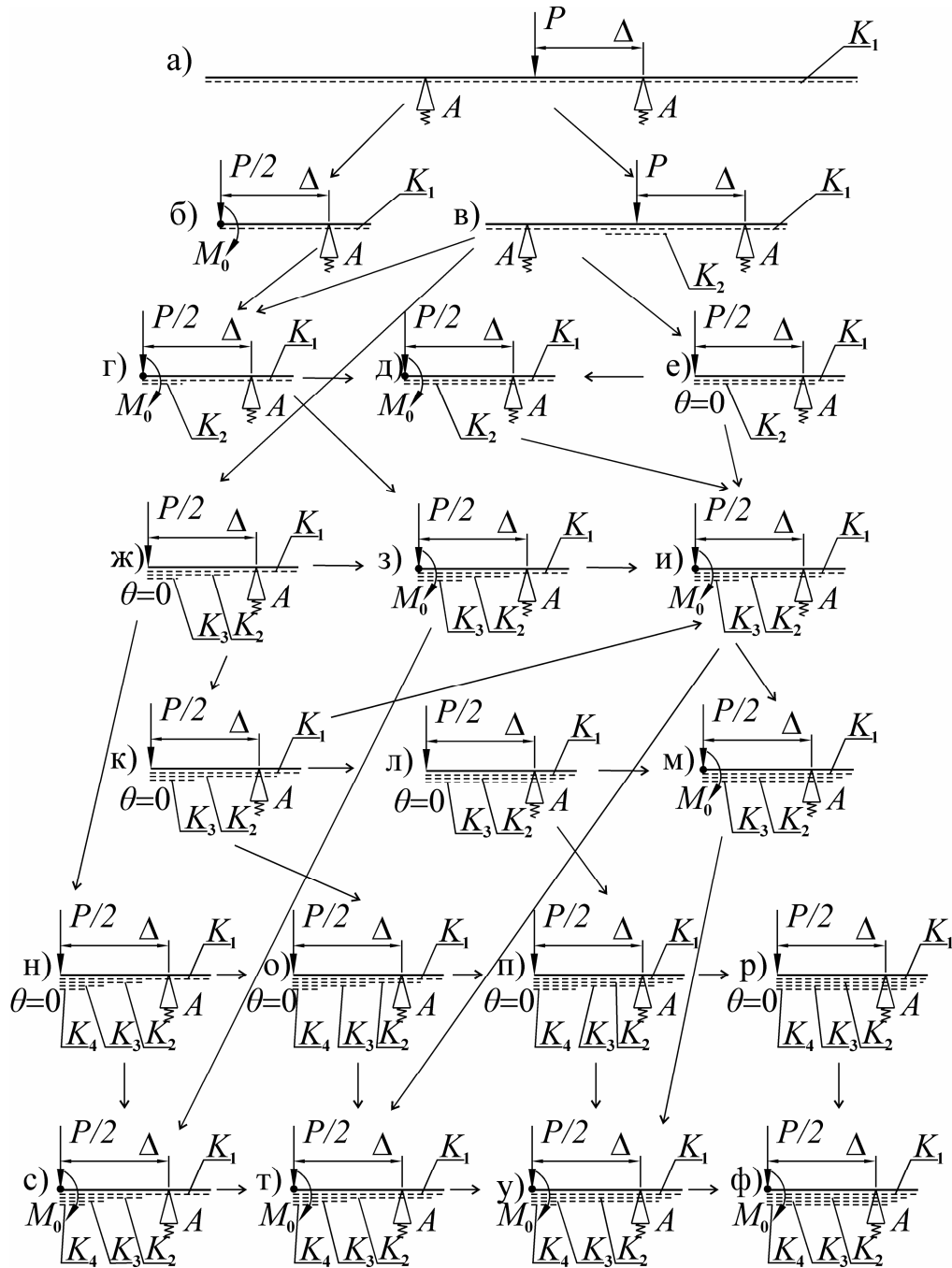


Рисунок 4.12 – Схема деформирования балки, лежащей на основании с четырьмя жёсткостями при наличии перекрестных связей

Процесс деформирования балок распадается на ряд стадий (рисунок 4.12), а их реализация определяется соотношениями жёсткостей оснований, опор и балки набора, а также значениями прогибов, при которых происходит смена жёсткостей оснований, определяемых по рисунку 4.11.

В соответствии со схемой (рисунок 4.12), при увеличении нагрузки будет происходить образование пластического шарнира в месте приложения нагрузки или переход части балки на основании с другой жёсткостью. Если балка лежит на одном или двух основаниях, то можно воспользоваться решениями, представленными в параграфе 4.2 настоящей работы. Если же часть балки переходит на основание с жёсткостью K_3 , а при дальнейшем увеличении нагрузки на K_4 , то балка разбивается на отдельные участки и производится определение изгибающих моментов, действующих на границах участков (рисунок 4.13), для чего используется метод трех моментов. На рисунке 4.13 представлена схема определения моментов на границах участка, соответствующая случаю, представленному на рисунке 4.12,о.

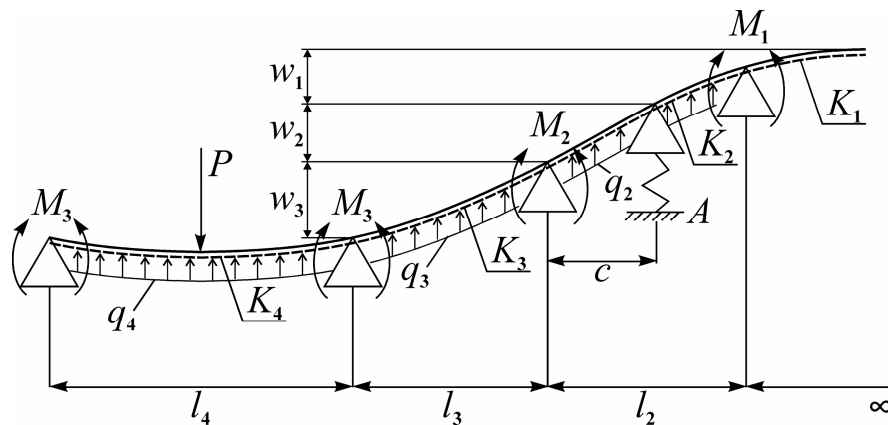


Рисунок 4.13 – Схема определения изгибающих моментов на границах участков балки, лежащей на основании с четырьмя жёсткостями

Система уравнений совместности деформаций в данном случае имеет вид:

$$\begin{cases} \theta_{34} = \theta_{32}, \\ \theta_{23} = \theta_{21}, \\ \theta_{12} = \theta_{10}, \end{cases} \quad (4.71)$$

где

$$\theta_{34} = -\frac{Pl_4^2}{16EI} \cdot \chi_0(u_4) + \frac{q_4 l_4^3}{24EI} \cdot \psi_2(u_4) + \frac{M_3 l_4}{3EI} \left[\psi_0(u_4) + \frac{\psi_1(u_4)}{2} \right]; \quad (4.72)$$

$$\theta_{32} = -\frac{q_3 l_3^3}{24EI} \cdot \psi_2(u_3) - \frac{M_3 l_3}{3EI} \cdot \psi_0(u_3) - \frac{M_2 l_3}{6EI} \cdot \psi_1(u_3) + \frac{w_3}{l_3} \cdot \psi_3(u_3); \quad (4.73)$$

$$\theta_{23} = \frac{q_3 l_3^3}{24EI} \cdot \psi_2(u_3) + \frac{M_3 l_3}{6EI} \cdot \psi_1(u_3) + \frac{M_2 l_3}{3EI} \cdot \psi_0(u_3) + \frac{w_3}{l_3} \cdot \psi_4(u_3); \quad (4.74)$$

$$\begin{aligned} \theta_{21} = & -\frac{q_2 l_2^3}{24EI} \cdot \psi_{2A}(u_2, u_{c2}, B_{A2}) - \frac{M_2 l_2}{3EI} \cdot \psi_{0A}(u_2, u_{c2}, B_{A2}) - \\ & - \frac{M_1 l_2}{6EI} \cdot \psi_{1A}(u_2, 2 \cdot u_2 - u_{c2}, B_{A2}) - \frac{R_0 l_2^2}{16EI} \cdot \chi_{0C}(u_2, 2 \cdot u_2 - u_{c2}, B_{A2}) + \frac{w_2}{l_2} \cdot \psi_{3A}(u_2, u_{c2}, B_{A2}); \end{aligned} \quad (4.75)$$

$$\begin{aligned} \theta_{12} = & \frac{q_2 l_2^3}{24EI} \cdot \psi_{2A}(u_2, 2 \cdot u_2 - u_{c2}, B_{A2}) + \frac{M_1 l_2}{3EI} \cdot \psi_{0A}(u_2, 2 \cdot u_2 - u_{c2}, B_{A2}) + \\ & + \frac{M_2 l_2}{6EI} \cdot \psi_{1A}(u_2, u_{c2}, B_{A2}) + \frac{R_0 l_2^2}{16EI} \cdot \chi_{0C}(u_2, u_{c2}, B_{A2}) + \frac{w_2}{l_2} \cdot \psi_{4A}(u_2, u_{c2}, B_{A2}); \end{aligned} \quad (4.76)$$

$$\theta_{10} = -\alpha_1 w_1 - \frac{2\alpha_1^3 M_1}{K_1}. \quad (4.77)$$

В выражениях (4.72)–(4.77) приняты следующие обозначения: EI – жёсткость балки набора по отношению к изгибу; P – внешняя нагрузка; l_i – длина участка балки, лежащего на основании с жёсткостью K_i ; M_i – подлежащие определению изгибающие моменты, действующие на границах участков балки в местах установки фиктивных опор; $\alpha_i = \sqrt[4]{\frac{K_i}{4 \cdot EI}}$; $u_i = \frac{\alpha_i \cdot l_i}{2}$, $u_{ci} = \alpha_i \cdot c_i$, $B_{Ai} = A \cdot K_i \cdot l_i$ – безразмерные аргументы вспомогательных функций; c_i – отстояние промежуточной упругой опоры от левого конца участка балки, лежащего на основании с жёсткостью K_i ; A – податливость промежуточной упругой опоры. Входящая в равенства (4.72) – (4.76) интенсивность распределённой нагрузки q_i определяется из условия, что её действие должно быть эквивалентным реакциям тех оснований, которые были деформированы участком балки до достижения прогиба, соответствующего переходу на основание с текущей жёсткостью, то есть

$$q_i = \sum_{j=1}^{i-1} K_j \cdot w_j. \quad (4.78)$$

Выражение (4.78) справедливо для всех $i \geq 2$, где i – номер основания участка балки; q_i – интенсивность распределённой нагрузки, поддерживающей участок балки на основании K_i ; w_j – прогиб, соответствующий изменению коэффициента жёсткости основания с K_j на K_{j+1} .

Используемые в (4.72)–(4.76) вспомогательные функции $\chi_0(u_i)$, $\psi_0(u_i)$, $\psi_1(u_i)$, $\psi_2(u_i)$, входящие в выражение для угла поворота опорных сечений под действием сосредоточенной силы, сосредоточенного момента на обеих опорах и распределенной нагрузки, соответственно, для лежащих на упругом основании однопролетных балок представлены в [288]. Функции $\psi_3(u_i)$ и $\psi_4(u_i)$ используются для определения углов поворота опорных сечений однопролетной балки на упругом основании, возникающих из-за разности высот установки фиктивных опор. Эти функции можно получить интегрированием дифференциального уравнения балки с соответствующими граничными условиями (см. приложение В). Без использования данных функций следует вычислять сумму углов поворота балки как твёрдого тела и углов поворота от действия нагрузки, распределённой по треугольнику.

Функции $\psi_{iA}(u_i, u_{ci}, B_{Ai})$ используются для записи углов поворота участка балки, имеющего промежуточную упругую опору, роль которой выполняет перекрёстная связь. Это позволяет упростить процесс составления системы уравнений и ее решения по сравнению с тем, что получилось бы при использовании метода пяти моментов, который также может быть применен для решения подобных задач. Но с учётом непрерывного изменения длины участков балки в процессе нагружения и использования для их вычисления условия равенства перерезывающей силы на границах участков, а также того, что количество упругих опор, роль которых выполняют перекрёстные связи, может быть весьма значительным, предлагаемый в настоящем параграфе подход позволяет упростить решение. Для получения упомянутых функций следует

рассмотреть балку, опёртую по концам на жёсткие шарнирные опоры, подкрепленную в пролете упругой опорой и нагруженную соответствующим видом нагрузки. После записи граничных условий и интегрирования дифференциального уравнения изгиба может быть получено выражение для углов поворота балки в любом её сечении, в том числе и в опорных. Вывод указанных функций для данной стадии деформирования и для других, представленных на рисунке 4.11, приводится в приложении В.

Если упругая опора оказывается расположенной на полубесконечном участке балки, лежащем на упруго-пластическом основании с первоначальной жёсткостью K_1 (см., например, рисунок 4.12,н), то для разыскания величины изгибающего момента, действующего на границе этого участка, можно воспользоваться зависимостями, представленными в параграфе 4.2. С их помощью угол поворота сечения такой полубесконечной балки записывается следующим образом:

$$\theta_{10} = n_1 \cdot M_1 + n_2, \quad (4.79)$$

где M_1 – подлежащий разысканию изгибающий момент, действующий на фиктивной опоре, установленной на конце полубесконечной балки;

n_1, n_2 – величины, не зависящие от величины опорного момента M_1 .

Результаты расчёта по предлагаемой методике представлены на рисунке 4.14,а, где приведены зависимости сила–прогиб шпангоута бортового перекрытия для различных вариантов аппроксимации зависимости сила–прогиб балки-полоски обшивки, выполняющей роль упруго пластического основания, и для различного количества оснований, на которых лежит шпангоут.

Рисунок показывает, что зависимости сила – прогиб, полученные при использовании одного, двух и трёх оснований, довольно существенно различаются. Расхождение между отдельными кривыми составляет порядка 15% как по силе, так и по прогибу. Сопоставление зависимостей сила – прогиб, полученных при использовании трёх и четырёх оснований, показывает: расхождение между ними не превышает 5% в области развитых прогибов. Это

свидетельствует о достижении точности расчёта, достаточной для большинства инженерных задач, но при необходимости решение может быть уточнено за счёт увеличения числа прямых, используемых для аппроксимации зависимости сила–прогиб балки полосы пластины и, соответственно, числа оснований.

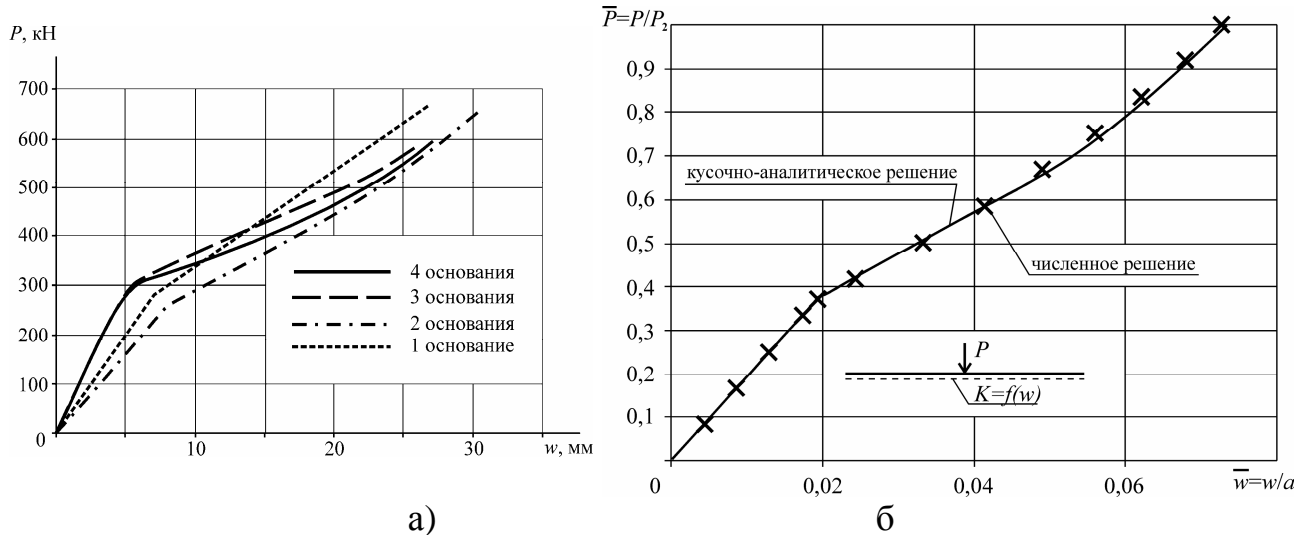


Рисунок 4.14 – Зависимости сила–прогиб для балок: а) – при аппроксимации параметров основания с использованием различного числа линейных функций; б) – сопоставление кусочно-аналитических и численных решений

На рисунке 4.14,б представлены результаты расчёта упруго-пластического деформирования балки набора, которое описывается уравнением (4.5), с использованием кусочно-аналитических и численных решений (метод Рунге-Кутты). Оба подхода дают близкие результаты, но при использовании кусочно-аналитических решений значительно сокращаются затраты времени на вычисление.

Таким образом, предлагаемые подходы позволяют учитывать нелинейные эффекты, которые проявляются при деформировании балок судового корпуса, что даёт возможность рационально выбирать размеры связей при проектировании конструкций корпуса, воспринимающих интенсивные локально распределенные нагрузки. Использование кусочно-аналитических решений позволяет значительно сократить затраты вычислительных мощностей, что делает возможным применение разработанных методов расчёта при создании бортовых интеллектуальных систем контроля прочности [134, 135, 136].

4.6 Учёт особенностей поведения локально загруженных шпангоутов в предельном состоянии при проектировании корпусов судов

Как было показано в параграфе 4.2, действие на шпангоут бортового перекрытия реакций со стороны пластин обшивки существенно влияет на его поведение при локальном нагружении. В частности, эксплуатационная нагрузка, приводящая к образованию в шпангоуте кинематически изменяемого механизма, может быть существенно выше рассчитанной по теории предельного равновесия. К тому же, наличие сил поддержания, действующих на образовавшиеся звенья, ведет к тому, что истощения несущей способности балки при этом не происходит. Поэтому особенности поведения шпангоута при развитых пластических деформациях должны учитываться при проектировании корпусов судов, тем более, что современная концепция нормирования местной прочности морских судов предусматривает развитие пластических деформаций в элементах их корпусов [279].

В параграфе 4.4 рассматривалось перекрытие с поперечной системой набора, один из шпангоутов которого загружен сосредоточенной силой, имитирующей интенсивную локальную нагрузку (для упрощения расчётов ветвь шпангоута полагалась бесконечной). При оценке несущей способности загруженной связи следует рассмотреть бесконечную упруго-пластическую балку, лежащую на упруго-пластическом основании (рисунок 4.2). Характеристики деформирования основания схематично описываются диаграммой Прандтля с линейным упрочнением (рисунок 4.1). Это соответствует деформированию неразрезной балки-полоски обшивки, выполняющей роль основания [112] и загруженной в месте установки шпангоута силой. Упруго-пластический расчёт балки и параметров основания проводится в рамках реализации гипотезы «о мгновенном раскрытии пластических шарниров» [63].

Согласно изложенному в параграфе 4.2, по мере увеличения силы P в балке непосредственно под силой будет образовываться пластический шарнир. Тогда балка превратится в полубесконечную, загруженную на конце силой $P/2$ и предельным моментом M_0 . Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к

появлению внешнего нестационарного пластического шарнира. Прогибы шпангоутной ветви начнут резко возрастать, превышая прогибы, при которых балки-полоски упруго-пластического основания превращаются в пластическую струну. В результате, после образования внешнего нестационарного пластического шарнира в балке кинематический механизм будет поддерживаться реакциями пластического основания. Они близки к реакциям пластической струны и существенно увеличивают несущую способность обрушивающегося участка шпангоута.

После образования внешнего шарнира при дальнейшем увеличении нагрузки имеет смысл рассматривать упрощенный механизм деформирования обрушившейся шпангоутной ветви. За исходное состояние принимается образование внешнего нестационарного пластического шарнира. Форму обрушившегося звена для простоты можно считать близкой к линейной ввиду различной жёсткости пластины и звеньев кинематического механизма. При таких условиях реакции пластического основания, имитирующие силы поддержания, будут также распределены по закону, близкому к линейному. Для упрощения деформационного анализа в процессе нагружения следует применять «принцип замораживания конструкции» [63]. В исходном состоянии имеются размеры зоны обрушения и величина нагрузки. Варьируя величиной максимального прогиба w , следует определить равновесное состояние обрушившегося звена при условии равенства нулю перерезывающей силы непосредственно в шарнире. Приняв для силы P некоторое приращение ΔP и предварительно условно «заморозив» конструкцию, можно найти новое положение пластического шарнира x и прирост прогиба Δw (рисунок 4.15) из решения системы уравнений равновесия:

$$M(x) = P \cdot x - M_0 - \left[w - (w - w_{\text{сн}}) \frac{x}{l} \right] \cdot K \cdot x \cdot \frac{x}{2} - \left[w - w_{\text{сн}} \right] \frac{x}{l} K \cdot \frac{1}{2} x \cdot \frac{2}{3} x + \Delta P \cdot x - \frac{1}{2} \Delta w \cdot K \cdot x \cdot \frac{2}{3} x = M_0; \quad (4.80)$$

$$Q(x) = P - \left[w - (w - w_{\text{сн}}) \frac{x}{l} \right] \cdot K \cdot x \cdot \frac{x}{2} - \left[w - w_{\text{сн}} \right] \frac{x}{l} K \cdot \frac{1}{2} x - \frac{1}{2} \Delta w \cdot K \cdot x + \Delta P = 0; \quad (4.81)$$

$$\Delta w = 2 \frac{P + \Delta P}{K \cdot x} - (w - w_{\text{ен}}) \frac{x}{l} - 2 \left[w - (w - w_{\text{ен}}) \frac{x}{l} \right]. \quad (4.82)$$

При подстановке (4.82) в (4.80) после преобразований получится

$$\frac{x^3}{l} K (w_{\text{ен}} - w) + w \cdot K \cdot x^2 + 2 \cdot x (P + \Delta P) - 12 M_0 = 0. \quad (4.83)$$

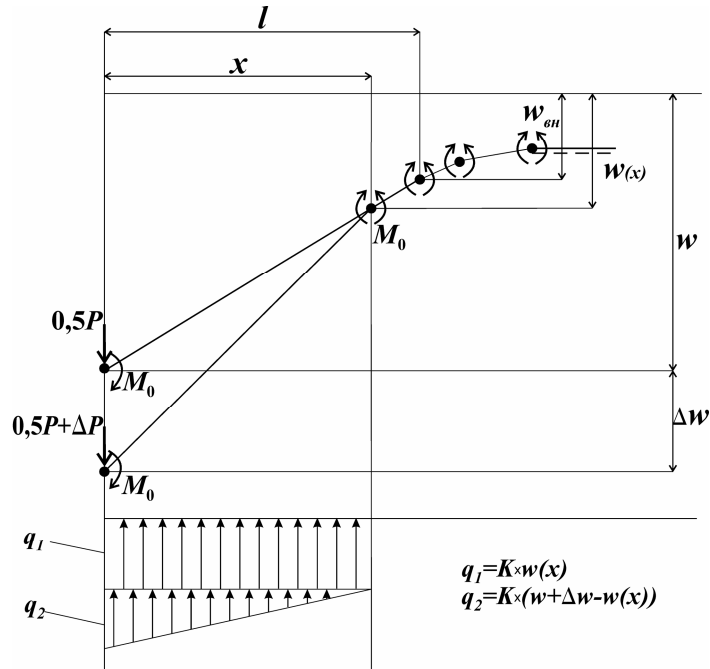


Рисунок 4.15 – Схема деформирования обрушившегося звена шпангоутной ветви бортового перекрытия

Постоянно увеличивая силу на величину ΔP_i , определяя при этом прирост прогиба Δw_i и новое положение пластического шарнира, нетрудно определить траекторию движения внешнего нестационарного пластического шарнира (рисунок 4.16,а), а также построить зависимость сила–прогиб для исследуемой конструкции. Варьируя толщиной обшивки, шпацией и жёсткостью шпангоутной ветви, можно получить семейство кривых, аналогичных рисунку 4.16,б, иллюстрирующих запасы несущей способности обрушившейся шпангоутной ветви, лежащей на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением.

Анализ кривых деформирования шпангоутной ветви показывает, что величина несущей способности обрушившейся шпангоутной ветви существенно больше несущей способности, определенной традиционно по теории предельного равновесия при реализации механизма балочного типа. Причём, его образование

не ведет к разрушению конструкции, а вызывает лишь некоторый рост прогибов.

В процессе эксплуатации конструкция может разрушиться по двум причинам. Одной из них является достижение основанием предельного прогиба $w_p = (0,2 - 0,25) \cdot 2a$ с последующим разрывом обшивки. Другой – достижение в свободном пояске шпангоута предельных относительных деформаций в зоне стационарного шарнира [156].

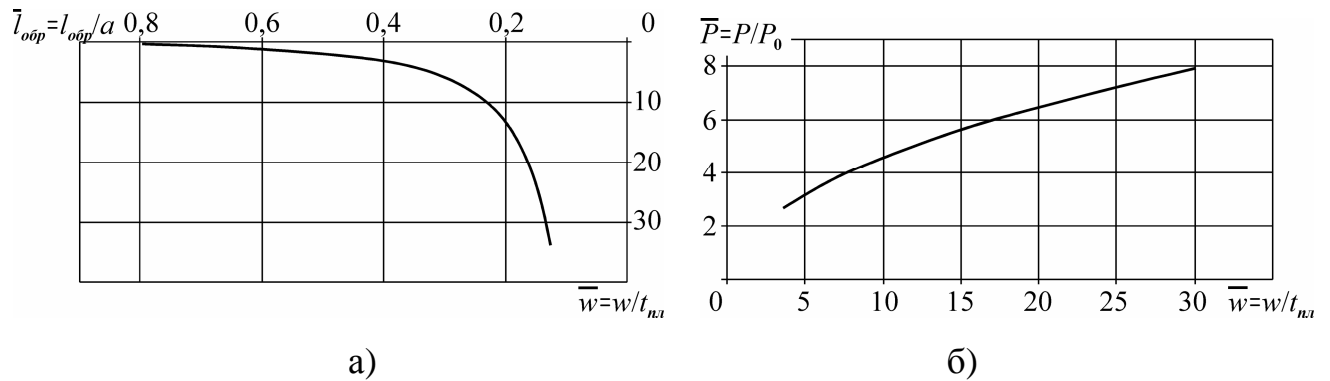


Рисунок 4.16 – Результаты расчёта: а) – изменение размеров зоны деформирования при нагружении балки бортового перекрытия; б) – зависимость сила–прогиб для балки

При образовании трёхзвенного шарнирного механизма в зоне обрушения бортового перекрытия шпангоутная ветвь не теряет несущей способности. Она еще способна воспринимать нагрузку, существенно превышающую ту, при которой образовался трехзвенный механизм, что связано, прежде всего, с тем, что реакции поддержания обрушившихся звеньев со стороны обшивки продолжают расти с увеличением прогибов балки. К тому же, заметную роль начинают играть продольные силы, возникающие в шпангоутной ветви.

Процедура деформирования шпангоутной ветви в так называемом «запредельном» состоянии выглядит следующим образом (рисунок 4.17,а). Зона обрушения шпангоутной ветви может считаться известной и определяется в продольном направлении расстоянием между внешними нестационарными шарнирами, а в поперечном – удвоенной шпацией перекрытия согласно [113]. Учитывая, что размеры зоны обрушения известны, для определения продольной силы применяется прием условного разделения конструкции на жёсткие и гибкие

связи [63], что приведёт, как и в случае с пластинами, к оценке распорной жёсткости шпангоутной ветви через коэффициент распора шпангоута K_{Pun} :

$$K_{Pun} = \frac{0,08 + 0,6 \frac{l_1}{l_2}}{1,08 + 0,6 \frac{l_1}{l_2}}, \quad (4.84)$$

где l_1, l_2 – размеры зоны обрушения, м.

Располагая распорной жёсткостью конструкции, нетрудно описать процесс деформирования обрушившихся звеньев, для чего необходимо составить систему уравнений равновесия и совместности деформаций для обрушившихся звеньев шпангоута с учётом влияния продольных усилий в балке на предельный момент сечения:

$$\frac{P}{2} - \int_0^l R(x) dx = 0; \quad (4.85)$$

$$\frac{P}{2} \cdot l \cdot \varphi_1(2u) - T \cdot w - M_0(T) - M_0(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \sum M_j(R) \varphi_j(2u) = 0; \quad (4.86)$$

$$u_f - u_{упр} - u_{нл} = \Delta_{Pun}, \quad (4.87)$$

где $\int_0^l R(x) dx$ – сумма реакций основания, воздействующих на обрушившееся

звено, Н;

$M_j(R)$ – момент j -го элемента сил реакций относительно точки балки с нулевой перерезывающей силой, Н·м;

$\varphi_j(2u)$ – функция сложного изгиба, соответствующая некоторому виду распределенной нагрузки;

u_f – сближение концов балки с абсолютно нерастяжимой осью, м;

$u_{упр}$ – упругое удлинение оси балки, м;

$u_{нл}$ – удлинение оси балки в пластических шарнирах, м;

Δ_{Pun} – удлинение распорной конструкции, м.

Так как кривизна обрушившегося звена мала, то в первом приближении при

расчёте реакций основания можно представить его в виде прямой линии. Тогда реактивные усилия представляются в виде нагрузок, распределенных по треугольнику и прямоугольнику со следующими функциями сложного изгиба, часть из которых содержится в [288]:

$$\varphi_1(u) = \frac{\text{th}(u)}{u}; \quad (4.88)$$

$$\varphi_{30}(u) = \frac{1}{\text{ch } u}; \quad (4.89)$$

$$\varphi_2(u) = \frac{2}{u^2} \cdot \left[\frac{u \cdot \text{sh } u + 1}{\text{ch } u} - 1 \right]. \quad (4.90)$$

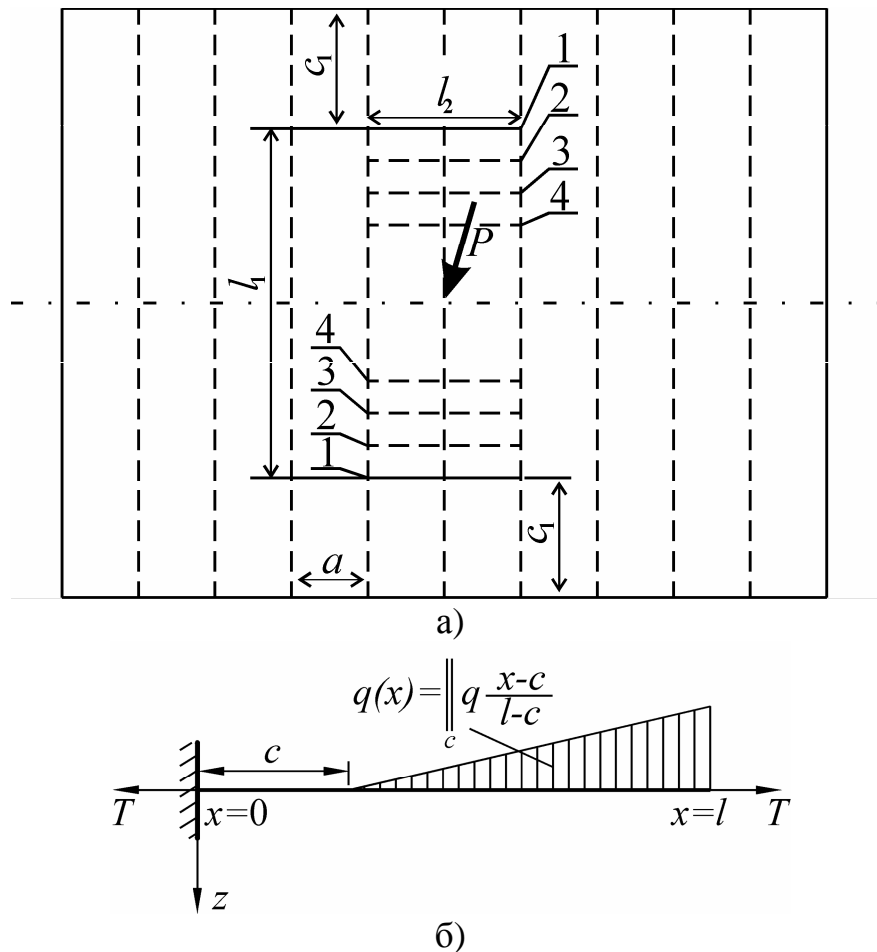


Рисунок 4.17 – Расчёт шпангоутов в запредельном состоянии: а) – схема трансформации зоны обрушения бортового перекрытия при восприятии нагрузки; б) – распределенная нагрузка для вывода функции $\varphi_{40}(2u, u_1)$

Для распределенной нагрузки, показанной на рисунке 4.17,б, изгибающий момент, действующий в сечении $x=0$, определяется выражением:

$$M_{оп} = \frac{ql^2}{2} \cdot \left\{ \frac{u_1 - \text{sh } u_1}{u_1 \cdot \text{ch } 2u} - \frac{2 \cdot \text{th } 2u \cdot (1 - \text{ch } u_1)}{u_1} + \frac{\text{th } 2u \cdot u_1}{2} \right\} \cdot \frac{1}{2 \cdot u^2} = \frac{ql^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, u_1), \quad (4.91)$$

где

$$\begin{cases} u = \frac{\beta \cdot l}{2} = \frac{l}{2} \sqrt{\frac{T}{EI}}, \\ u_1 = \beta \cdot (l - c). \end{cases} \quad (4.92)$$

Функция сложного изгиба φ_{40} для случая распределения нагрузки по всей длине балки ($c=0$) принимает вид:

$$\varphi_{40}(2u, 0) = \left[\frac{1 + \text{sh } 4u}{\text{ch } 2u} + \text{th } 2u \cdot \left(u - \frac{1}{2u} - 2 \right) \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot u^2}. \quad (4.93)$$

С учётом принятого допущения о прямолинейности звеньев, параметры, входящие в выражение (4.87), определяются следующим образом:

$$u_f = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{w}{l} \right)^2 dx = \frac{w^2}{2l} - \text{сближение концов балки с абсолютно нерастяжимой осью};$$

$$u_{упр} = \frac{T \cdot l}{F_{ун} \cdot E} - \text{упругое удлинение оси балки}; \quad u_{нл} = \sum \theta_i \frac{\partial M(T)}{\partial T} - \text{удлинение оси}$$

$$\text{балки в пластических шарнирах [37]}; \quad \Delta_{Pун} = \frac{T \cdot l}{F_{Pун} \cdot E} - \text{удлинение распорной}$$

конструкции. Здесь $F_{ун}$ – площадь поперечного сечения шпангоута; $F_{Pун}$ –

$$\text{площадь распорной конструкции, где } K_{Pун} = \frac{F_{Pун}}{F_{Pун} + F_{ун}} - \text{коэффициент распора}$$

шпангоута.

Решая систему уравнений, можно получить искомую зависимость сила–прогиб. По мере увеличения внешней эксплуатационной нагрузки P происходит движение внешнего пластического шарнира по направлению к месту приложения силы, оставляющего за собой пластически деформированный участок балки. Например, если внешний нестационарный «пластический шарнир» занимал положение 1 при его образовании, то с ростом нагрузки пластический шарнир перемещается в положение 2,3 и так далее. Последовательное увеличение эксплуатационной нагрузки P приводит к росту реакций основания и росту

продольной силы T до её предельного значения T_0 . После этого балка теоретически превращается в пластическую струну.

Необходимо заметить, что для описания процесса деформирования шпангоутной ветви бортового перекрытия требуется разбить его на ряд стадий в зависимости от характера распределения сил поддержания (рисунок 4.18).

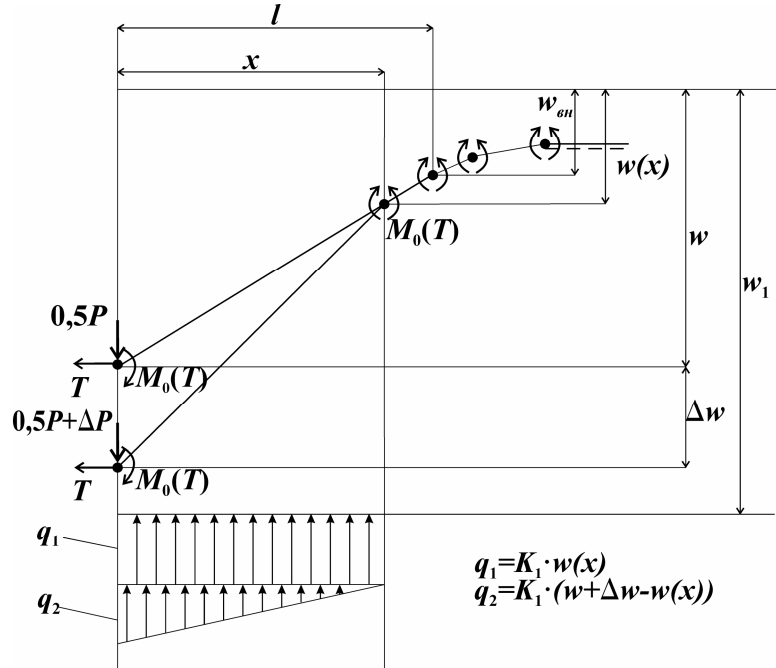


Рисунок 4.18—Схема деформирования обрушившегося звена шпангоута бортового перекрытия и распределения реакций основания в первой стадии деформирования

Так, на первой стадии, когда вся обрушившаяся ветвь лежит в пределах прогиба w_1 , где жёсткость основания характеризуется коэффициентом жёсткости K_1 , система уравнений, описывающая поведение обрушившегося звена шпангоута, при приращении нагрузки на ΔP имеет следующий вид:

$$\frac{P}{2} + \Delta P - K_1 \cdot x \cdot w(x) - \frac{1}{2} \cdot K_1 \cdot [w - w(x)] \cdot x - \frac{1}{2} K_1 \cdot \Delta w \cdot x = 0; \quad (4.94)$$

$$\Delta w = \frac{2 \cdot \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) - 2K_1 \cdot x \cdot \left[w - (w - w_{\text{вн}}) \cdot \frac{x}{l}\right] - K_1 \cdot (w - w_{\text{вн}}) \cdot \frac{x}{l} \cdot x}{K_1 \cdot x}; \quad (4.95)$$

$$M_0(T) = \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - [w + \Delta w - w(x)] \cdot T; \quad (4.96)$$

$$T = E \cdot F \cdot K_{P_{\text{ун}}} \left[\frac{(w + \Delta w - w(x))^2}{2x^2} - \sum \theta_i \frac{\partial M(T)}{\partial T} \right], \quad (4.97)$$

где

$$\begin{cases} u = \frac{\beta \cdot x}{2}, \\ \beta = \sqrt{\frac{T}{E \cdot I}}; \end{cases} \quad (4.98)$$

$$w(x) = w - (w - w_{\text{ен}}) \cdot \frac{x}{l}. \quad (4.99)$$

Если боковой шарнир находится на основании K_1 , а шарнир под силой на основании K_2 (рисунок 4.19,а), то при приращении нагрузки на ΔP имеет место вторая стадия деформирования:

$$\begin{aligned} & \frac{P}{2} + \Delta P - K_1 \cdot x \cdot w(x) - \frac{1}{2} K_1 \cdot x \cdot (w + \Delta w - w(x)) - \\ & - \frac{1}{2} \cdot (K_2 - K_1) \cdot (w + \Delta w - w_1) \cdot x \cdot \frac{w + \Delta w - w_1}{w + \Delta w - w(x)} = 0; \end{aligned} \quad (4.100)$$

$$\begin{aligned} & (\Delta w)^2 (-0,5K_2 x) + \Delta w \left[\frac{P}{2} + \Delta P - \left\{ w - (w - w_{\text{ен}}) \cdot \frac{x}{l} \right\} K_1 x - \right. \\ & \left. - (w - w_{\text{ен}}) \cdot \frac{x}{l} K_1 x - (w - w_1) \cdot (K_2 - K_1) x \right] + \\ & + \left(\frac{P}{2} + \Delta P \right) (w - w_{\text{ен}}) \cdot \frac{x}{l} - \left\{ w - (w - w_{\text{ен}}) \frac{x}{l} \right\} K_1 x (w - w_{\text{ен}}) \frac{x}{l} - \frac{1}{2} \left[(w - w_{\text{ен}}) \frac{x}{l} \right]^2 K_1 x - \\ & - \frac{1}{2} [w - w_1]^2 (K_2 - K_1) x = 0; \end{aligned} \quad (4.101)$$

$$\begin{aligned} M_0(T) = & \left(\frac{P}{2} + \Delta P \right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \\ & - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, u_1) - \frac{q_3 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - (w + \Delta w - w(x)) \cdot T, \end{aligned} \quad (4.102)$$

где

$$u_1 = \beta \cdot x \cdot \frac{w + \Delta w - w_1}{w + \Delta w - w(x)}. \quad (4.103)$$

Если звено полностью лежит на жёсткости K_2 , то при приращении нагрузки на ΔP система уравнений равновесия имеет вид (рисунок 4.19,б):

$$\frac{P}{2} + \Delta P - K_1 \cdot x \cdot w_1 - K_2 \cdot x \cdot (w(x) - w_1) - \frac{1}{2} \cdot K_2 \cdot [w + \Delta w - w(x)] \cdot x = 0; \quad (4.104)$$

$$\Delta w = \frac{2 \cdot \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) - 2K_1 \cdot x \cdot w_1 - 2K_2 \cdot x \cdot (w - (w - w_{\text{вн}}) \cdot \frac{x}{l} - w_1) - K_2 \cdot (w - w_{\text{вн}}) \cdot \frac{x}{l} \cdot x}{K_2 \cdot x}; \quad (4.105)$$

$$M_0(T) = \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \frac{q_3 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - [w + \Delta w - w(x)] \cdot T. \quad (4.106)$$

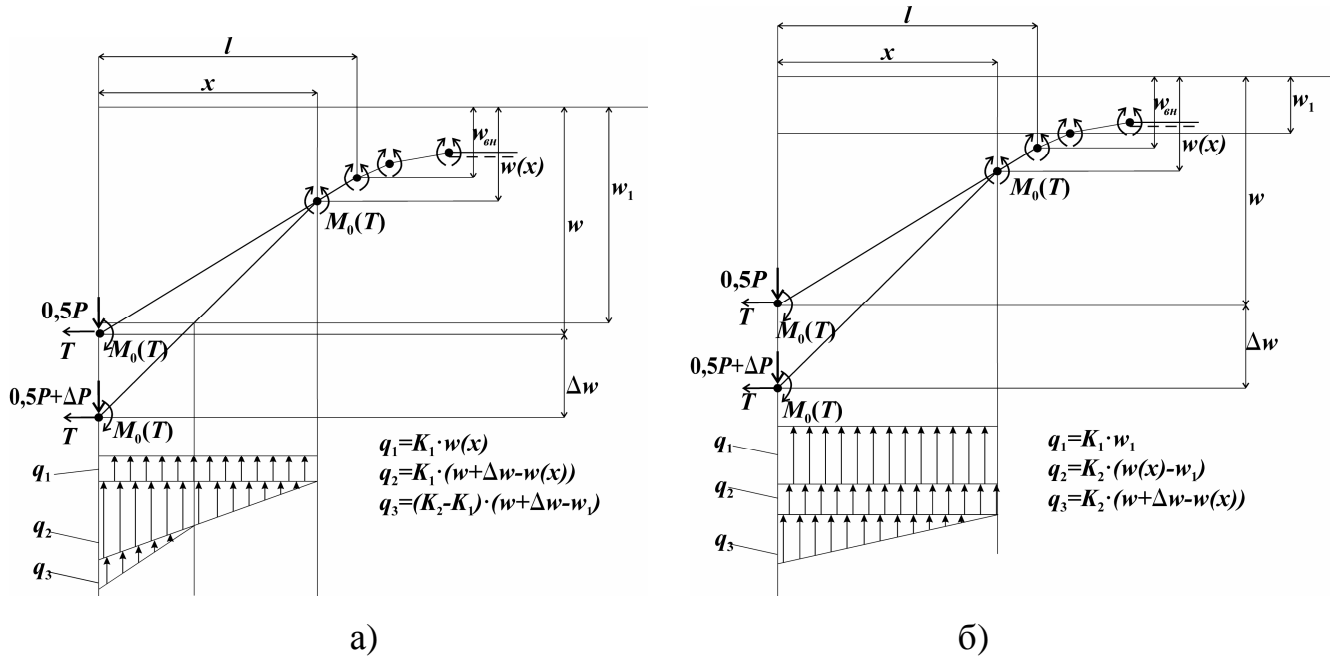


Рисунок 4.19 – Схема деформирования обрушившегося звена шпангоута бортового перекрытия и распределения реакций основания: а) – во второй стадии деформирования; б) – в третьей стадии деформирования

На рисунке 4.20,а представлены результаты расчёта прогибов обрушившихся звеньев шпангоута для трёх профилей при двух жёсткостях пластины ($\frac{a}{t_{nl}} = 60$ и $\frac{a}{t_{nl}} = 120$) с учётом продольных сил T вплоть до достижения ими предельного значения. По оси абсцисс отложен прогиб шпангоутов, отнесённый к толщине более жёсткой пластины, по оси ординат – отношение нагрузки на шпангоут к нагрузке, соответствующей образованию кинематически изменяемого механизма в шпангоуте наибольшей жёсткости (наибольшая относительная жёсткость шпангоута принята за единицу). Из приведенных результатов следует, что жёсткость обшивки оказывает существенное влияние на деформирование связей корпуса в запредельном состоянии при действии

продольных сил. К примеру, для шпангоутов, момент инерции которых составляет 0,39 и 0,32 от основного, предельная нагрузка (соответствующая достижению продольными усилиями предельного значения) при изменении толщины обшивки различается примерно в два раза.

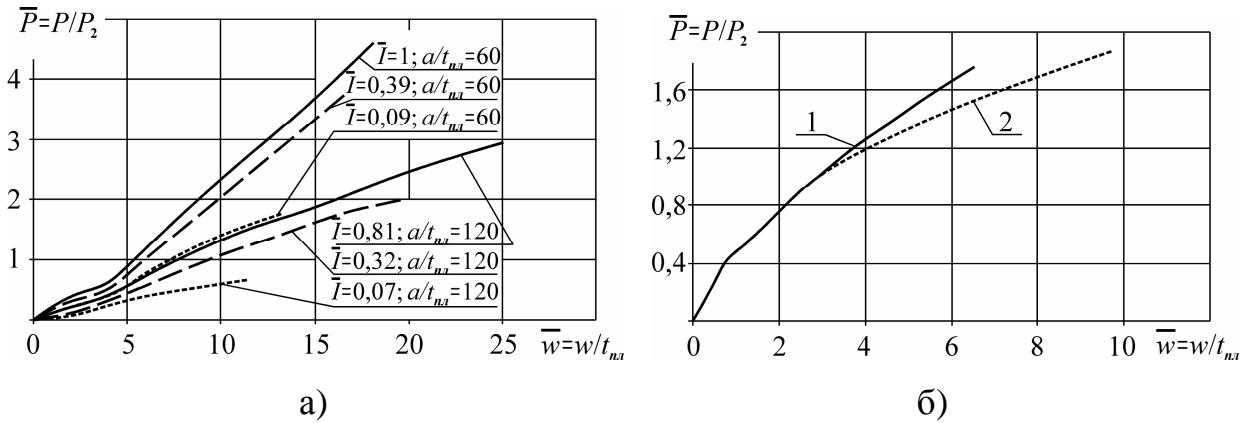


Рисунок 4.20 – Результаты расчёта по предлагаемым методикам: а) – изменение прогибов обрушившихся звеньев при вариации их жёсткостью при постоянной шпации; б) – зависимости сила–прогиб для шпангоутов в запредельном состоянии с учётом (кривая 1) и без учёта (кривая 2) продольных усилий

На рисунке 4.20,б даны результаты расчёта без учёта продольных усилий в обрушившихся звеньях (кривая 2) и с учётом продольных усилий в обрушившихся звеньях (кривая 1) для перекрытия с монотонной системой набора из балок главного направления – шпангоутов со шпацией $a=600$ мм, толщиной обшивки $t_{na}=10$ мм. Здесь \bar{P} – внешняя нагрузка, отнесённая к нагрузке, при которой образуется внешний нестационарный пластический шарнир в шпангоуте; \bar{w} – прогиб шпангоута в месте приложения нагрузки, отнесённый к толщине обшивки. Видно, что продольная сила оказывает весьма существенное влияние на прогиб шпангоутов. Так, при действии внешней нагрузки $\bar{P} = 1,8$ игнорирование продольной силы приводит к завышению прогиба шпангоута более, чем на треть, что говорит о необходимости учёта при проектировании корпусов судов с минимальными весовыми характеристиками особенностей деформирования балок судового корпуса в запредельном состоянии.

В настоящем параграфе при исследовании поведения балок в запредельном состоянии полагалось, что звенья кинематически изменяемого механизма

являются абсолютно жёсткими [121, 141], а действующие на них реакции со стороны упруго-пластического основания, роль которого выполняет бортовая обшивка, изменяются по длине звена по линейному закону. Но в действительности звенья шпангоута несколько изгибаются под действием внешней нагрузки и реакций упруго-пластического основания, вследствие чего силы поддержания будут изменяться по длине звена по закону, отличному от линейного. Для оценки влияния данного эффекта на поведение локально загруженных балок судовых корпусов в запредельном состоянии было выполнено исследование деформирования шпангоута под действием сосредоточенной силы [102] после образования кинематически изменяемого механизма с учётом упругих свойств балки. В [102] для описания деформирования шпангоута в запредельном состоянии было использовано дифференциальное уравнение балки, лежащей на упругом основании, и работающей в условиях сложного изгиба [187].

Как показано в [102], в зоне больших прогибов наблюдается некоторое расхождение при расчёте с использованием различных допущений. Нужно отметить, что использование дифференциального уравнения для описания деформирования балки набора в запредельном состоянии сопряжено с возникновением погрешности, увеличивающейся с ростом прогибов, т.к. в уравнение не входят слагаемые, нелинейные относительно функции $w(x)$ и ее производных. К тому же, использование расчётных методик, в рамках которых обрушившиеся звенья балки набора считаются недеформируемыми, дает возможность производить расчёт по упрощённым формулам. Это позволяет ускорить процесс вычисления, что немаловажно для разработки бортовых интеллектуальных систем контроля прочности судов, когда требуется выполнять расчёт конструкций корпуса для оценки и прогнозирования их технического состояния в режиме реального времени.

Проведенные расчёты [102] свидетельствуют о том, что при исследовании поведения балок судовых корпусов в запредельном состоянии в случае изгибного механизма обрушения звенья кинематически изменяемого механизма в большинстве случаев могут приниматься абсолютно жёсткими.

4.7 Методика расчёта локально загруженных упруго-пластических шпангоутов, лежащих на упруго-пластическом основании прандтлевского типа с линейным упрочнением с учётом сдвиговых эффектов

После рассмотрения изгибного механизма деформирования балок имеет смысл перейти к сдвиговым эффектам. Для большинства профилей, работающих в составе бортовых перекрытий судов ФРП, учёт сдвиговых эффектов в упругой стадии деформирования практически не влияет на получаемый результат, так как в своём большинстве шпангоуты или продольные балки (при продольной системе набора) не имеют развитых стенок. Однако, когда перерезывающая сила достигает предельного значения, она может существенно повлиять на параметры изгиба. Игнорирование этого обстоятельства может привести к значительным ошибкам при проектировании корпусов судов, что будет способствовать росту объемов повреждений судовых конструкций в процессе эксплуатации, увеличению объёмов ремонта и снижению безопасности мореплавания.

В работах, посвящённых исследованию деформирования конструкций под действием локальной нагрузки [14, 172, 224], неоднократно подчеркивалась необходимость учёта деформаций сдвига. Это легко сделать, используя модель расчёта, предложенную в [63], т.к. пластические деформации при действии интенсивных локально распределённых эксплуатационных нагрузок развиваются в ограниченной области. Далее будет рассмотрен учёт влияния перерезывающей силы, достигшей предельного значения, на параметры изгиба. В самом общем случае такая задача может быть сведена к определению сечения балки, в котором достигается предельное значение перерезывающей силы с использованием уравнения предельной поверхности для рассчитываемых профилей балок, работающих в составе судового корпуса.

Сопоставляя величины действующих в каждом сечении балки силовых факторов (здесь рассматриваются изгибающий момент, перерезывающая и продольная силы) с уравнением, описывающим предельную поверхность профиля, можно отыскать такое сечение, которое будет выполнять роль границы раздела жёсткостей балки. Но использование в процессе расчёта уравнений,

описывающих предельные поверхности судостроительных профилей, а также применение итерационной процедуры определения границы участков балки с изменившейся жёсткостью ведет к неоправданному усложнению расчётов. Поэтому наиболее целесообразным представляется приближенный учёт влияния эффектов сдвига с использованием методики «мгновенного изменения параметров изгиба» [63]. Можно считать, что до достижения перерезывающей силой предельного значения $Q < \tau_T \cdot F_{CT}$ (F_{CT} – площадь стенки профиля) в расчёт необходимо закладывать характеристики жёсткости для реального профиля. В случае, когда $Q \gg \tau_T \cdot F_{CT}$, стенка балки не способна к дополнительному восприятию усилий от изгиба и должна быть исключена из рассмотрения путём замены реального профиля на участке достижения перерезывающей силой предельного значения на идеальный профиль, который не воспринимает дополнительных сдвиговых усилий. Дальнейшее увеличение внешней нагрузки будет уравниваться цепными усилиями в соответствии с [63], кроме того, при увеличении прогиба балки существенно возрастают силы поддержания [112].

Применение такого подхода оправдано тем, что достигается существенное упрощение расчётной процедуры с одновременным обеспечением ее точности на практически приемлемом уровне, поскольку отношение площади, которая ограничивается предельной кривой для несимметричного двутавра, к площади прямоугольника со сторонами M_0 и Q_0 , мало отличается от единицы.

В отличие от [63], где рассматривалась упруго-пластическая балка на основании прандтлевского типа и имело место совпадение результатов расчёта зон обрушения и предельных нагрузок с полученными по теории предельного равновесия, в настоящей работе основание принято упруго-пластическим с линейным упрочнением, что дает существенно иные результаты.

Первоначально рассматривается бесконечная балка, лежащая на сплошном упругом основании жёсткостью K_1 . При увеличении внешней нагрузки возможны несколько вариантов деформирования (рисунок 4.21). Случаи «а», «б», «в», «е», когда перерезывающая сила не достигает предельного значения, были

рассмотрены в параграфе 4.2.

При достижении перерезывающей силой на некотором участке предельного значения профиль балки заменяется на идеальный, состоящий из присоединенного и свободного поясков. Тогда, если прогибы не достигли порогового значения w_1 , балка разбивается на две части. Одна из них – полубесконечная с исходной жёсткостью. Другая – балка длиной l_2 , жёсткость которой изменилась. Момент инерции исходного профиля здесь и далее обозначен как I , идеального профиля – I_1 . До образования пластического шарнира под силой (рисунок 4.21,г) можно записать следующие граничные условия:

$$\begin{cases} w_2'(0) = 0, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.107)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2/2) = 0, \\ w_2''(l_2/2) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (4.108)$$

$$\begin{cases} w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_1'''(0) = \frac{Q_0}{EI}. \end{cases} \quad (4.109)$$

Неизвестный момент M_1 , действующий на границе балок, определяется с использованием равенства углов поворота сечений полубесконечной балки в начале координат и балки с изменившейся жёсткостью при $x = l_2/2$.

Выражение для упругой линии:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma_1}(x) + \xi_{*\Gamma_2}(x); \quad (4.110)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma_1}(x) + \lambda_{*\Gamma_2}(x), \quad (4.111)$$

где

$$\xi_{*\Gamma_1}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*\Gamma_7} [\sin(\alpha_1 x) - \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.112)$$

$$\xi_{*\Gamma_2}(x) = e^{-\alpha_1 x} \left[\psi_{*\Gamma_8} \sin(\alpha_1 x) - \psi_{*\Gamma_8} \cos(\alpha_1 x) + \frac{Q_0 \cdot \cos(\alpha_1 x)}{2\alpha_1^3 \cdot EI} \right]; \quad (4.113)$$

$$\lambda_{*\Gamma_1}(x) = \psi_{*\Gamma_4} V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_2} V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_6} V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.114)$$

$$\lambda_{*\Gamma_2}(x) = \psi_{*\Gamma_5} V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_3} V_2(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q}{K_1}. \quad (4.115)$$

Константы $\psi_{*\Gamma_i}$ приводятся в приложении Г (при этом индекс «2» при u_2 и q_2 опускается).

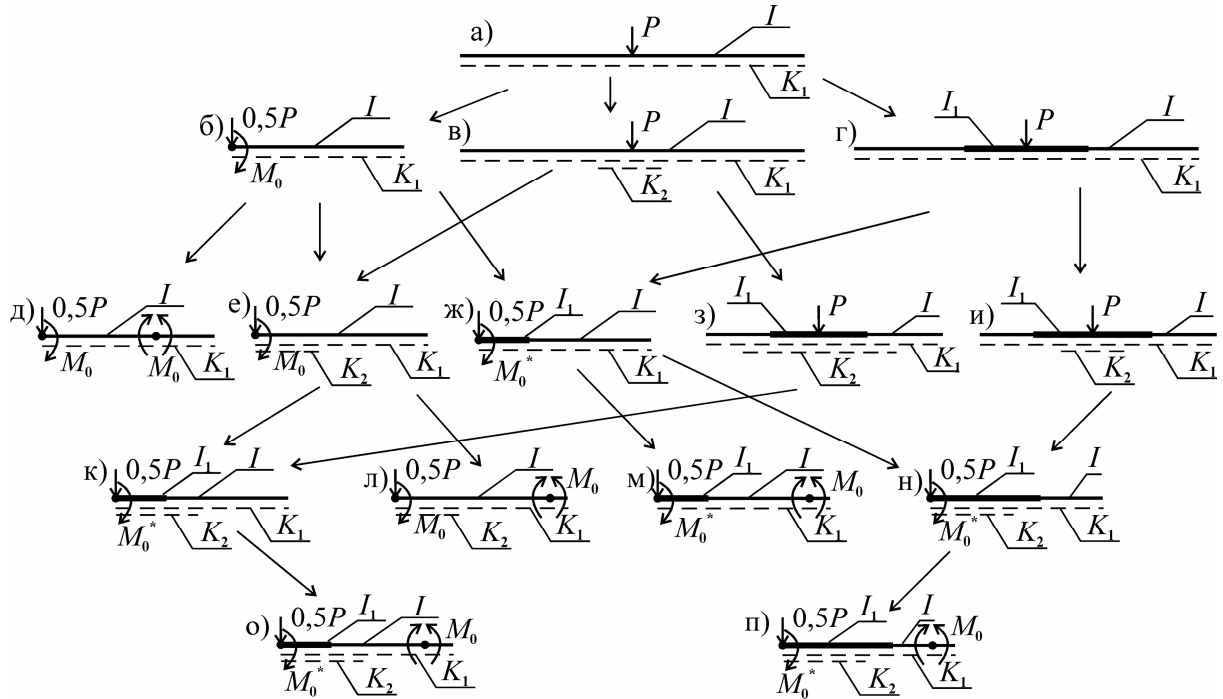


Рисунок 4.21 – Схема деформирования балок с учётом сдвиговых эффектов на основании с линейным упрочнением

Поддерживающая нагрузка определяется прогибом полубесконечной балки в начале координат

$$q = w_1(0) \cdot K_1. \quad (4.116)$$

После образования под силой пластического шарнира (рисунок 4.21,ж) граничные условия выглядят так:

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{-M_0^*}{EI}, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.117)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2/2) = 0, \\ w_2''(l_2/2) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (4.118)$$

$$\begin{cases} w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_1'''(0) = \frac{Q_0}{EI}. \end{cases} \quad (4.119)$$

Выражения, описывающие упругую линию балки, имеют вид:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma_3}(x) + \xi_{*\Gamma_4}(x); \quad (4.120)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma_3}(x) + \lambda_{*\Gamma_4}(x), \quad (4.121)$$

где

$$\xi_{*\Gamma_3}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*\Gamma_{15}} [\sin(\alpha_1 x) - \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.122)$$

$$\xi_{*\Gamma_4}(x) = e^{-\alpha_1 x} \left[\psi_{*\Gamma_{16}} \sin(\alpha_1 x) - \psi_{*\Gamma_{16}} \cos(\alpha_1 x) + \frac{Q_0 \cdot \cos(\alpha_1 x)}{2\alpha_1^3 \cdot EI} \right]; \quad (4.123)$$

$$\lambda_{*\Gamma_3}(x) = \psi_{*\Gamma_{13}} V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_{11}} V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_6} V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.124)$$

$$\lambda_{*\Gamma_4}(x) = \psi_{*\Gamma_{14}} V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_{12}} V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma_{17}} V_2(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q}{K_1}. \quad (4.125)$$

Константы $\psi_{*\Gamma_i}$ определяются в соответствии с приложением Г.

При осуществлении варианта деформирования, показанного на рисунке 4.21,з, рассматриваются три балки. Первая из них является полубесконечной с моментом инерции I и лежит на упругом основании жёсткостью K_1 . Вторая, длиной l_2 с моментом инерции I , лежит на основании жёсткостью K_2 . Третья имеет длину l_3 и момент инерции I_1 и находится на том же основании.

Граничные условия вышеупомянутых балок запишутся таким образом:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.126)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.127)$$

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}, \\ w_2'''(0) = \frac{Q_0}{EI}; \end{cases} \quad (4.128)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2) = 0, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (4.129)$$

$$\begin{cases} w_1(0) = w_1, \\ w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (4.130)$$

Упругая линия балок будет описываться выражениями:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma 5}(x) + \xi_{*\Gamma 6}(x); \quad (4.131)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma 5}(x) + \lambda_{*\Gamma 6}(x); \quad (4.132)$$

$$w_3(x) = P\lambda_{*\Gamma 7}(x) + \lambda_{*\Gamma 8}(x), \quad (4.133)$$

где

$$\lambda_{*\Gamma 5}(x) = \psi_{*\Gamma 38}V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 40}V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 21} \cdot \psi_{*\Gamma 36}V_2(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.134)$$

$$\lambda_{*\Gamma 6}(x) = \psi_{*\Gamma 39}V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 41}V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 21} \cdot \psi_{*\Gamma 37}V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 18}V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_2}; \quad (4.135)$$

$$\lambda_{*\Gamma 7}(x) = (\psi_{*\Gamma 35} \cdot \psi_{*\Gamma 36} + \psi_{*\Gamma 33})V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 30} \cdot \psi_{*\Gamma 36} + \psi_{*\Gamma 31})V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 29}V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (4.136)$$

$$\lambda_{*\Gamma 8}(x) = (\psi_{*\Gamma 35} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 34})V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 30} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 32})V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \quad (4.137)$$

$$\xi_{*\Gamma 5}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 36} \cdot \sin(\alpha_1 x); \quad (4.138)$$

$$\xi_{*\Gamma 6}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot [w_1 \cdot \cos(\alpha_1 x) + (\psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 28}) \cdot \sin(\alpha_1 x)], \quad (4.139)$$

а константы $\psi_{*\Gamma i}$ представлены в приложении Г.

Если при увеличении нагрузки образуется пластический шарнир под силой, то реализуется вариант деформирования, показанный на рисунке 4.21,к. Тогда рассматриваются три балки с граничными условиями, определяемыми (4.127)–(4.130) и выражением

$$\begin{cases} w_3''(0) = \frac{-M_0^*}{EI}, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}. \end{cases} \quad (4.140)$$

Уравнение для упругой линии балок:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma 7}(x) + \xi_{*\Gamma 8}(x); \quad (4.141)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma 9}(x) + \lambda_{*\Gamma 10}(x); \quad (4.142)$$

$$w_3(x) = P\lambda_{*\Gamma 11}(x) + \lambda_{*\Gamma 12}(x), \quad (4.143)$$

где

$$\lambda_{*\Gamma 9}(x) = \psi_{*\Gamma 51}V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 53}V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 21} \cdot \psi_{*\Gamma 49}V_2(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.144)$$

$$\lambda_{*\Gamma 10}(x) = \psi_{*\Gamma 52}V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 54}V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 21} \cdot \psi_{*\Gamma 50}V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 18}V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_2}; \quad (4.145)$$

$$\lambda_{*\Gamma 11}(x) = (\psi_{*\Gamma 44} \cdot \psi_{*\Gamma 49} + \psi_{*\Gamma 47})V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 43} \cdot \psi_{*\Gamma 49} + \psi_{*\Gamma 45})V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 29}V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (4.146)$$

$$\lambda_{*\Gamma 12}(x) = (\psi_{*\Gamma 44} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 48})V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 43} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 46})V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 42}V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \quad (4.147)$$

$$\xi_{*\Gamma 7}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 49} \cdot \sin(\alpha_1 x); \quad (4.148)$$

$$\xi_{*\Gamma 8}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot [w_1 \cdot \cos(\alpha_1 x) + (\psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 28}) \cdot \sin(\alpha_1 x)], \quad (4.149)$$

а константы $\psi_{*\Gamma i}$ определяются по приложению Г.

Если участок балки с изменившейся жёсткостью профиля больше, чем лежащий на основании жёсткостью K_2 (рисунок 4.21,и), балка разбивается на три части. Граничные условия для них имеют вид:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (4.150)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.151)$$

$$w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}; \quad (4.152)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2) = 0, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_2'''(l_2) = \frac{Q_0}{EI}; \end{cases} \quad (4.153)$$

$$\begin{cases} w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_1'''(0) = \frac{Q_0}{EI}. \end{cases} \quad (4.154)$$

Упругая линия балок будет описываться выражениями:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma 9}(x) + \xi_{*\Gamma 10}(x); \quad (4.155)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma 13}(x) + \lambda_{*\Gamma 14}(x); \quad (4.156)$$

$$w_3(x) = P\lambda_{*\Gamma 15}(x) + \lambda_{*\Gamma 16}(x), \quad (4.157)$$

где

$$\xi_{*\Gamma 9}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 70} [\sin(\alpha_1 x) - \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.158)$$

$$\xi_{*\Gamma 10}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot [(\psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 71} + \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 69}) \cdot \sin(\alpha_1 x) - (\psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 71} + \psi_{*\Gamma 26} \cdot \psi_{*\Gamma 69} - \psi_{*\Gamma 67}) \cdot \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.159)$$

$$\lambda_{*\Gamma 13}(x) = \psi_{*\Gamma 72} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 65} \cdot \psi_{*\Gamma 70} + \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 70}) V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 55} \cdot \psi_{*\Gamma 70} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 74} V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.160)$$

$$\lambda_{*\Gamma 14}(x) = \psi_{*\Gamma 73} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 64} + \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 69} + \psi_{*\Gamma 65} \cdot \psi_{*\Gamma 71} + \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 71}) V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 55} \cdot \psi_{*\Gamma 71} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 75} V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_1}; \quad (4.161)$$

$$\lambda_{*\Gamma 15}(x) = (\psi_{*\Gamma 33} + \psi_{*\Gamma 35} \cdot \psi_{*\Gamma 70}) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 31} + \psi_{*\Gamma 30} \cdot \psi_{*\Gamma 70}) V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*\Gamma 29} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (4.162)$$

$$\lambda_{*\Gamma 16}(x) = (\psi_{*\Gamma 34} + \psi_{*\Gamma 35} \cdot \psi_{*\Gamma 71}) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*\Gamma 32} + \psi_{*\Gamma 30} \cdot \psi_{*\Gamma 71}) \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}, \quad (4.163)$$

а константы $\psi_{*\Gamma i}$ приведены в приложении Г.

Когда при дальнейшем увеличении силы P происходит образование первого пластического шарнира, осуществляется переход к рассмотрению случая, показанного на рисунке 4.21,н. Балка разбивается на три участка, первый из которых является полубесконечным с моментом инерции I и лежит на упругом основании жёсткостью K_1 . Второй и третий имеют момент инерции I_1 , длину l_2 и l_3 и лежат на основании жёсткостью K_1 и K_2 , соответственно. Граничные условия задаются выражениями (4.140) и (4.151) – (4.154). Теперь уравнение упругой линии имеет вид:

$$w_1(x) = P\xi_{*\Gamma 11}(x) + \xi_{*\Gamma 12}(x); \quad (4.164)$$

$$w_2(x) = P\lambda_{*\Gamma 17}(x) + \lambda_{*\Gamma 18}(x); \quad (4.165)$$

$$w_3(x) = P\lambda_{*\Gamma 19}(x) + \lambda_{*\Gamma 20}(x) \quad (4.166)$$

где

$$\xi_{*Г11}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot \psi_{*Г26} \cdot \psi_{*Г68} \cdot \psi_{*Г76} [\sin(\alpha_1 x) - \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.167)$$

$$\xi_{*Г12}(x) = e^{-\alpha_1 x} \cdot [(\psi_{*Г26} \cdot \psi_{*Г68} \cdot \psi_{*Г77} + \psi_{*Г26} \cdot \psi_{*Г69}) \cdot \sin(\alpha_1 x) - (\psi_{*Г26} \cdot \psi_{*Г68} \cdot \psi_{*Г77} + \psi_{*Г26} \cdot \psi_{*Г69} - \psi_{*Г67}) \cdot \cos(\alpha_1 x)]; \quad (4.168)$$

$$\lambda_{*Г17}(x) = \psi_{*Г78} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*Г65} \cdot \psi_{*Г76} + \psi_{*Г66} \cdot \psi_{*Г68} \cdot \psi_{*Г76}) V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Г55} \cdot \psi_{*Г76} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Г80} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.169)$$

$$\lambda_{*Г18}(x) = \psi_{*Г79} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*Г64} + \psi_{*Г66} \cdot \psi_{*Г69} + \psi_{*Г65} \cdot \psi_{*Г77} + \psi_{*Г66} \cdot \psi_{*Г68} \cdot \psi_{*Г77}) V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Г55} \cdot \psi_{*Г77} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Г81} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_1}; \quad (4.170)$$

$$\lambda_{*Г19}(x) = (\psi_{*Г47} + \psi_{*Г44} \cdot \psi_{*Г76}) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Г45} + \psi_{*Г43} \cdot \psi_{*Г76}) V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*Г29} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (4.171)$$

$$\lambda_{*Г20}(x) = (\psi_{*Г48} + \psi_{*Г44} \cdot \psi_{*Г77}) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Г46} + \psi_{*Г43} \cdot \psi_{*Г77}) \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*Г42} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}, \quad (4.172)$$

а константы $\psi_{*Гi}$ приведены в приложении Г.

Последующее увеличение нагрузки приводит к образованию внешнего нестационарного пластического шарнира и переходу балки в так называемое запредельное состояние. Тогда участок балки между центральным и боковым шарниром аппроксимируется жёстким звеном и рассматривается его последующее нагружение с учётом продольных сил, возникающих в нем. При реализации вариантов «д» и «л» (рисунок 4.21), дальнейшее решение выполняется в соответствии с параграфом 4.6, варианты «м», «о», «п» рассмотрены ниже. Следует иметь в виду, что дальнейшее нагружение балок, показанных на рисунке 4.21, д, л, может привести к достижению перерезывающей силой предельного значения, тогда дальнейший расчёт должен проводиться в соответствии с изложенным ниже.

При восприятии судовыми конструкциями локально распределённых эксплуатационных нагрузок высокой интенсивности следует принимать во внимание не только деформации изгиба и сдвига, но и эффекты от смятия прилегающих к наружной обшивке кромок балок набора. Учёт всех факторов ведёт к достаточно громоздким решениям и является весьма проблематичным. Исходя из этого, имеет смысл выполнять приближённую оценку, приводящую к

ошибке в безопасную сторону. Ясно, что смятие стенок набора будет определяться потерей устойчивости стенки при её одностороннем сжатии или достижением предела текучести для материала стенки нормальными напряжениями при сжатии. Это легко проверить с помощью известных зависимостей [266, 302], но рассмотрение данного вопроса не является целью данной работы, поэтому в дальнейшем не рассматривается.

После образования трёхзвенного шарнирного механизма в зоне обрушения шпангоутной ветви не происходит исчерпания несущей способности конструкции бортового перекрытия из-за роста реакций поддержания обрушившихся звеньев со стороны обшивки с увеличением прогибов балки. Заметную роль начинают играть продольные силы, возникающие в шпангоутной ветви. При деформировании шпангоутной ветви в «запредельном» состоянии с учётом сдвиговых эффектов зона обрушения шпангоутной ветви известна и определяется удвоенной шпацией перекрытия и внешними нестационарными пластическими шарнирами (рисунок 4.21, м, о, п). Обрушившиеся звенья для простоты можно аппроксимировать прямыми линиями, а профиль балки на некотором участке заменить идеальным после достижения перерезывающей силой предельного значения Q_0 (как принималось выше). Пусть M^* – изгибающий момент, действующий в сечении на границе раздела жёсткостей балки, Q_0 – перерезывающая сила.

Продольная сила в балке шпангоута вычисляется согласно методике, описанной в параграфе 4.6, по известным размерам зоны обрушения. Процесс деформирования звена, разбиваемого на два участка границей раздела жёсткостей балки, будет описываться системой уравнений равновесия и совместности деформаций:

$$\frac{P}{2} - \int_0^l R(x) dx = 0; \quad (4.173)$$

$$\frac{P}{2} \cdot l^* \cdot \varphi_1(2u^*) - T \cdot w^* - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u^*) - \sum M_j^*(R) \varphi_j(2u^*) = M^*; \quad (4.174)$$

$$Q_0 \cdot l_2 \cdot \varphi_1(2u_2) + M^* \cdot \varphi_{30}(2u_2) - T \cdot w - M_0(T) - \sum M_j(R) \varphi_j(2u_2) = 0; \quad (4.175)$$

$$u_f - u_{\text{упр}} - u_{\text{нл}} = \Delta P_{\text{ун}}. \quad (4.176)$$

Обозначения со знаком «*» в формулах (4.174) – (4.175) относятся к участку балки с изменившейся жёсткостью, «2» – к участку с исходной жёсткостью, остальные соответствуют принятым в параграфе 4.6.

Процесс деформирования шпангоутной ветви необходимо разбить на ряд стадий в зависимости от характера распределения сил поддержания и прогиба w^* сечения балки, в котором происходит смена её жёсткости. Так, на первой стадии (рисунок 4.22,а), когда вся обрушившаяся ветвь лежит в пределах прогиба w_1 , где жёсткость основания характеризуется коэффициентом жёсткости K_1 система уравнений, описывающая поведение обрушившегося звена шпангоута, имеет следующий вид при приращении нагрузки на ΔP :

$$M^* = \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) \cdot l^* \cdot \varphi_1(2u^*) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u^*) - \frac{q_1^* \cdot l^{*2}}{2} \varphi_2(2u^*) - \frac{q_2^* \cdot l^{*2}}{2} \cdot \varphi_{40}(2u^*, 0) - [w + \Delta w - w^*] \cdot T; \quad (4.177)$$

$$M_0(T) = M^* \cdot \varphi_{30}(2u_2) + Q_0 \cdot (x - l^*) \cdot \varphi_1(2u_2) - \frac{q_1 \cdot (x - l^*)^2}{2} \varphi_2(2u_2) - \frac{q_2 \cdot (x - l^*)^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_2, 0) - [w^* - w(x)] \cdot T, \quad (4.178)$$

где

$$\begin{cases} u^* = \frac{\beta^* \cdot l^*}{2}, \\ \beta^* = \sqrt{\frac{T}{E \cdot I_1}}; \end{cases} \quad (4.179)$$

$$\begin{cases} u_2 = \frac{\beta \cdot (x - l^*)}{2}, \\ \beta = \sqrt{\frac{T}{E \cdot I}}; \end{cases} \quad (4.180)$$

$$w(x) = w - (w - w_{\text{ен}}) \cdot \frac{x}{l}. \quad (4.181)$$

Совместно с приведенными выше следует решать уравнения (4.95) и (4.97), выражающие, соответственно, увеличение прогиба в месте приложения силы при её приращении и продольную силу в шпангоуте.

Если боковой шарнир находится на основании K_1 , шарнир под силой на основании K_2 и выполняется условие $w^* < w_1$ (рисунок 4.22,б), то при приращении нагрузки на ΔP имеет место вторая стадия деформирования, описываемая выражениями (4.97), (4.101) а также:

$$M^* = \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) \cdot l^* \cdot \varphi_1(2u^*) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u^*) - \frac{q_1^* \cdot l^{*2}}{2} \varphi_2(2u^*) - \frac{q_2^* \cdot l^{*2}}{2} \cdot \varphi_{40}(2u^*, u_1^*) - \frac{q_3^* \cdot l^{*2}}{2} \cdot \varphi_{40}(2u^*, 0) - (w + \Delta w - w^*) \cdot T; \quad (4.182)$$

$$M_0(T) = M^* \cdot \varphi_{30}(2u_2) + Q_0 \cdot (x - l^*) \cdot \varphi_1(2u_2) - \frac{q_1 \cdot (x - l^*)^2}{2} \varphi_2(2u_2) - \frac{q_2 \cdot (x - l^*)^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_2, 0) - [w^* - w(x)] \cdot T. \quad (4.183)$$

Здесь

$$u_1^* = \beta^* \cdot l^* \cdot \frac{w + \Delta w - w_1}{w + \Delta w - w^*}. \quad (4.184)$$

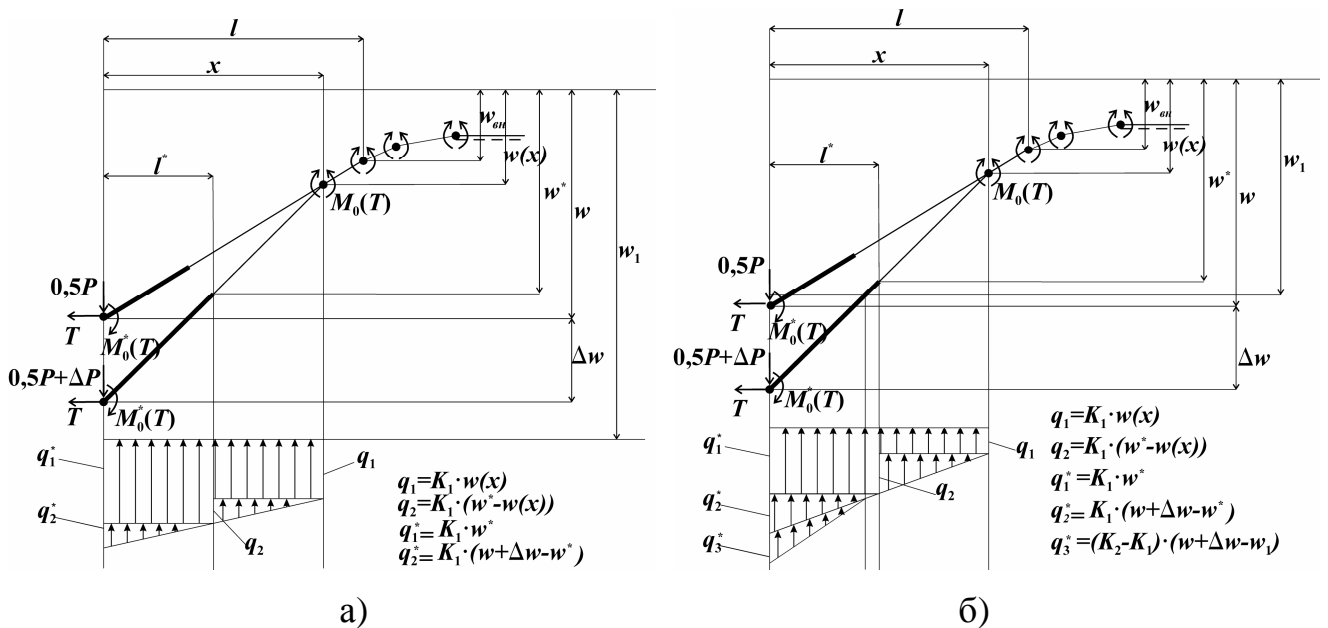


Рисунок 4.22 – Схема деформирования обрушившегося звена шпангоута и распределения реакций основания: а) – в первой стадии деформирования;

б)– во второй стадии деформирования

Если прогиб под сечением превысит порог смены жёсткости основания $w^* > w_1$, а боковой шарнир останется на основании K_1 , шарнир под силой – на основании K_2 , то процесс перейдёт в третью стадию (рисунок 4.23,а). Тогда при

приращении нагрузки на ΔP выполняются условия (4.97), (4.101), а также:

$$M^* = \left(\frac{P}{2} + \Delta P\right) \cdot l^* \cdot \varphi_1(2u^*) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u^*) - \frac{q_1^* \cdot l^{*2}}{2} \varphi_2(2u^*) - \frac{q_2^* \cdot l^{*2}}{2} \cdot \varphi_2(2u^*) - \frac{q_3^* \cdot l^{*2}}{2} \cdot \varphi_{40}(2u^*, 0) - (w + \Delta w - w^*) \cdot T; \quad (4.185)$$

$$M_0(T) = M^* \cdot \varphi_{30}(2u_2) + Q_0 \cdot (x - l^*) \cdot \varphi_1(2u_2) - \frac{q_1 \cdot (x - l^*)^2}{2} \varphi_2(2u_2) - \frac{q_2 \cdot (x - l^*)^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_2, 0) - \frac{q_3 \cdot (x - l^*)^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_2, u_{21}) - [w^* - w(x)] \cdot T; \quad (4.186)$$

где

$$u_{21} = \beta \cdot (x - l^*) \cdot \frac{w^* - w_1}{w^* - w(x)}. \quad (4.187)$$

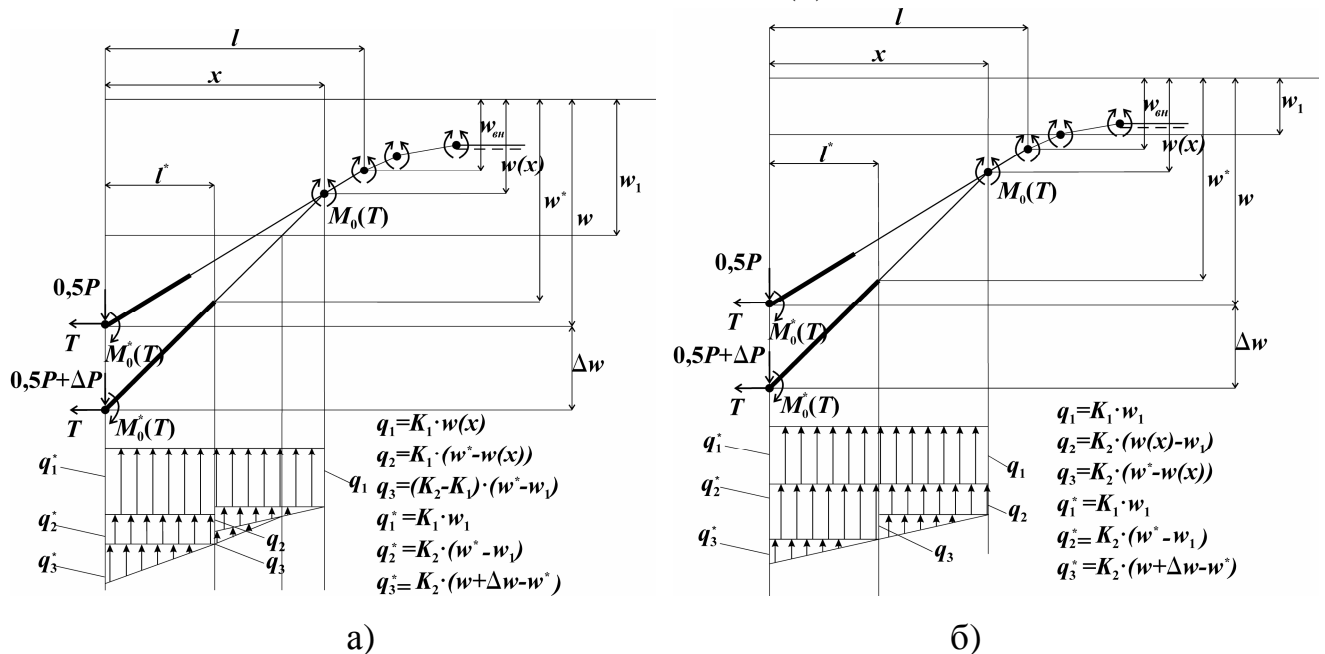


Рисунок 4.23 – Схема деформирования обрушившегося звена шпангоута и распределения реакций основания: а) – в третьей стадии деформирования; б) – в четвёртой стадии деформирования

Четвертая стадия наступает, когда звено целиком достигает таких прогибов, что оказывается на основании жёсткостью K_2 (рисунок 4.23,б). Тогда справедливы равенства (4.97), (4.105), (4.185) и

$$M_0(T) = M^* \cdot \varphi_{30}(2u_2) + Q_0 \cdot (x - l^*) \cdot \varphi_1(2u_2) - \frac{q_1 \cdot (x - l^*)^2}{2} \varphi_2(2u_2) - \frac{q_2 \cdot (x - l^*)^2}{2} \varphi_2(2u_2) - \frac{q_3 \cdot (x - l^*)^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_2, 0) - [w^* - w(x)] \cdot T. \quad (4.188)$$

Нужно заметить, что во время вычислений необходимо следить за величиной изгибающего момента M^* , для которого должно выполняться условие $M^* < M_0^*(T)$, в противном случае на границе раздела балок возникает пластический шарнир, и дальнейший расчёт проводится по иным расчётным схемам (рисунок 4.24–4.25). (В этот момент следует зафиксировать угол наклона всего звена $\gamma_w = \arctg \frac{w - w_{\text{ен}}}{l}$.) При дальнейшем нагружении рассматривается новое звено, ограниченное пластическим шарниром в месте нагружения и боковым нестационарным пластическим шарниром, возникшим на границе раздела жёсткостей балки. В процессе последовательного увеличения внешней нагрузки P наблюдается расширение зоны, где перерезывающая сила достигла своего предельного значения Q_0 , и боковой нестационарный пластический шарнир удаляется от места приложения нагрузки. Уравнения, описывающие данный процесс:

$$\frac{P}{2} - Q_0 - \int_0^l R(x) dx = 0; \quad (4.189)$$

$$\frac{P}{2} \cdot l \cdot \varphi_1(2u) - T \cdot w - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - M_0^*(T) - \sum M_j(R) \varphi_j(2u) = 0; \quad (4.190)$$

$$u_f - u_{\text{упр}} - u_{\text{нл}} = \Delta_{P_{\text{ун}}}. \quad (4.191)$$

В зависимости от прогибов под центральным и боковыми шарнирами (на концах участка балки с изменившейся жёсткостью) возможны три варианта деформирования при нагружении системы. На первой стадии (рисунок 4.24,а), когда прогибы под обоими шарнирами не превышают w_1 , условия равновесия звена будут выглядеть следующим образом:

$$\Delta w = \frac{2 \cdot \left(\frac{P}{2} + \Delta P - Q_0 \right) - 2K_1 \cdot x \cdot [w_{\text{ен}} - (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)] - K_1 \cdot x \cdot (w - w_{\text{ен}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w))}{K_1 \cdot x}; \quad (4.192)$$

$$M_0^*(T) = \left(\frac{P}{2} + \Delta P \right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - [w + \Delta w - w(x)] \cdot T, \quad (4.193)$$

где

$$\begin{cases} u = \frac{\beta \cdot x}{2}, \\ \beta = \sqrt{\frac{T}{E \cdot I_1}}; \end{cases} \quad (4.194)$$

$$w(x) = w_{\text{вн}} - (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w). \quad (4.195)$$

На второй стадии (рисунок 4.24,б), когда выполняются условия $w > w_1$ и $w_{\text{вн}} < w_1$:

$$\begin{aligned} & (\Delta w)^2 (-0,5K_2 x) + \Delta w \left[\frac{P}{2} + \Delta P - Q_0 - \{w_{\text{вн}} - (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)\} K_1 x - \right. \\ & \left. - (w - w_{\text{вн}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)) K_1 x - (w - w_1) \cdot (K_2 - K_1) x \right] + \\ & + \left(\frac{P}{2} + \Delta P - Q_0 \right) (w - w_{\text{вн}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)) - \\ & - \{w_{\text{вн}} - (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)\} K_1 x (w - w_{\text{вн}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)) - \\ & - \frac{1}{2} [w - w_{\text{вн}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)]^2 K_1 x - \frac{1}{2} [w - w_1]^2 (K_2 - K_1) x = 0; \end{aligned} \quad (4.196)$$

$$\begin{aligned} M_0^*(T) &= \left(\frac{P}{2} + \Delta P \right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \\ & - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, u_1) - \frac{q_3 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - (w + \Delta w - w(x)) \cdot T, \end{aligned} \quad (4.197)$$

где

$$u_1 = \beta \cdot x \cdot \frac{w + \Delta w - w_1}{w + \Delta w - w(x)}. \quad (4.198)$$

Когда оба пластических шарнира находятся на основании жёсткостью K_2 , реализуется третья схема (рисунок 4.25,а), для которой:

$$\begin{aligned} \Delta w &= 2 \cdot \left(\frac{P}{2} + \Delta P - Q_0 \right) - 2K_1 \cdot x \cdot w_1 - 2K_2 \cdot x \cdot (w_{\text{вн}} - (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w) - w_1) - \\ & - K_2 \cdot x \cdot (w - w_{\text{вн}} + (x-l) \cdot \text{tg}(\gamma_w)) \cdot (K_2 \cdot x)^{-1}; \end{aligned} \quad (4.199)$$

$$\begin{aligned} M_0^*(T) &= \left(\frac{P}{2} + \Delta P \right) \cdot x \cdot \varphi_1(2u) - M_0^*(T) \cdot \varphi_{30}(2u) - \frac{q_1 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \\ & - \frac{q_2 \cdot x^2}{2} \varphi_2(2u) - \frac{q_3 \cdot x^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u, 0) - [w + \Delta w - w(x)] \cdot T. \end{aligned} \quad (4.200)$$

Продольная сила, входящая в выражения (4.193), (4.197), (4.200), вычисляется по методике, приведенной выше, с использованием формул (4.84) и (4.97). Площадь поперечного сечения F и зависимость предельного момента от

силы T выбираются соответствующими идеальному профилю, состоящему из двух поясков. Зона обрушения в таком случае будет ограничена удвоенной шпацией и внешними нестационарными пластическими шарнирами, образовавшимися на границах участка балки с изменившейся жёсткостью. Вследствие движения шарниров и изменения размеров зоны обрушения в процессе нагружения должна проводиться корректировка коэффициента распора шпангоута.

Результаты расчётов шпангоутов с учётом действия в них перерезывающих сил даны на рисунке 4.25,б (кривые 2 и 4) для двух жёсткостей пластины ($\frac{a}{t_{пл}} = 120$ и $\frac{a}{t_{пл}} = 60$) при одинаковом профиле балки шпангоута. Здесь приведены зависимости сила–прогиб шпангоутов, рассчитанные на основании параграфов 4.2 и 4.6 настоящей работы (кривые 1 и 3), т.е. без учёта сдвиговых эффектов в стенке профиля.

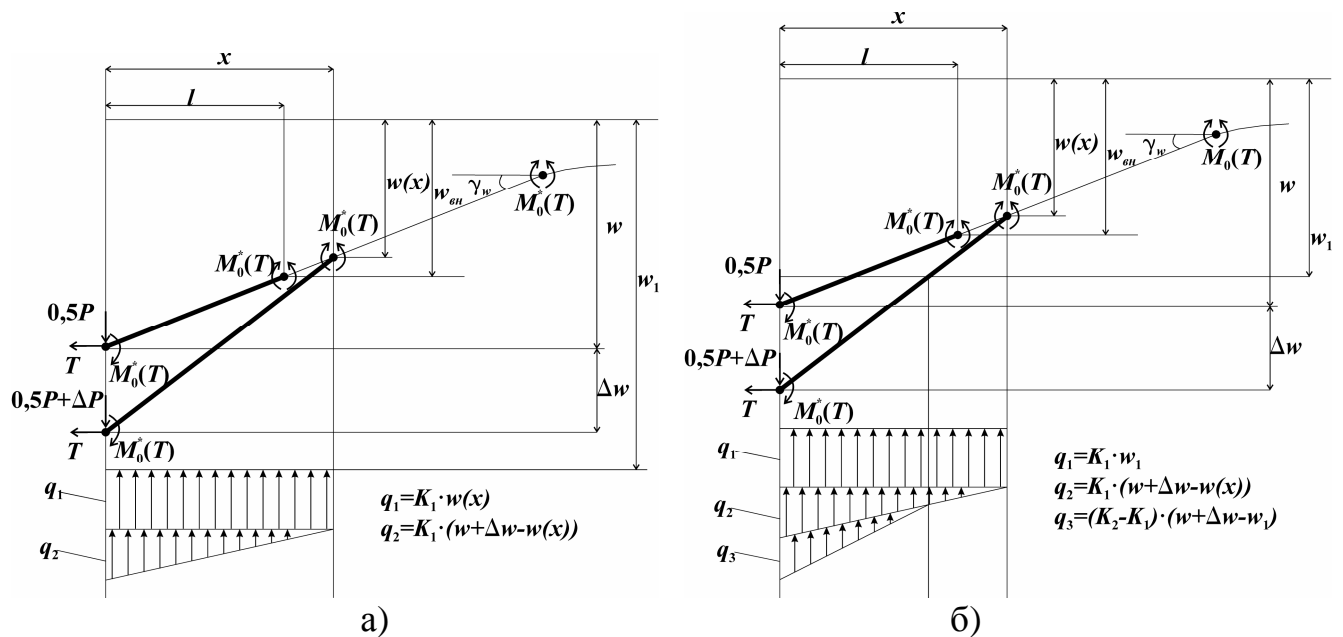


Рисунок 4.24 – Деформирование звена шпангоута с изменившейся жёсткостью и распределения реакций основания: а) – первая стадия; б) – вторая стадия

Из рисунка видно, что наличие перерезывающей силы оказывает некоторое влияние на несущую способность шпангоутов, но резкого возрастания прогибов при достижении ею предельного значения не наблюдается, что связано с резким возрастанием продольных усилий в балке и реакции со стороны пластин обшивки

с ростом прогибов. При дальнейшем увеличении внешней нагрузки продольные растягивающие усилия в балке будут равны T_0 , и балка будет вести себя как пластическая струна, а истощения несущей конструкции не произойдет до тех пор, пока пластические удлинения в материале не превысят критических значений. Таким образом, учёт выявленных особенностей деформирования локально загруженных шпангоутов при проектировании корпусов судов позволит вскрыть их резервы упруго-пластического деформирования, что будет способствовать снижению металлоемкости конструкций при сохранении заданного уровня надёжности.

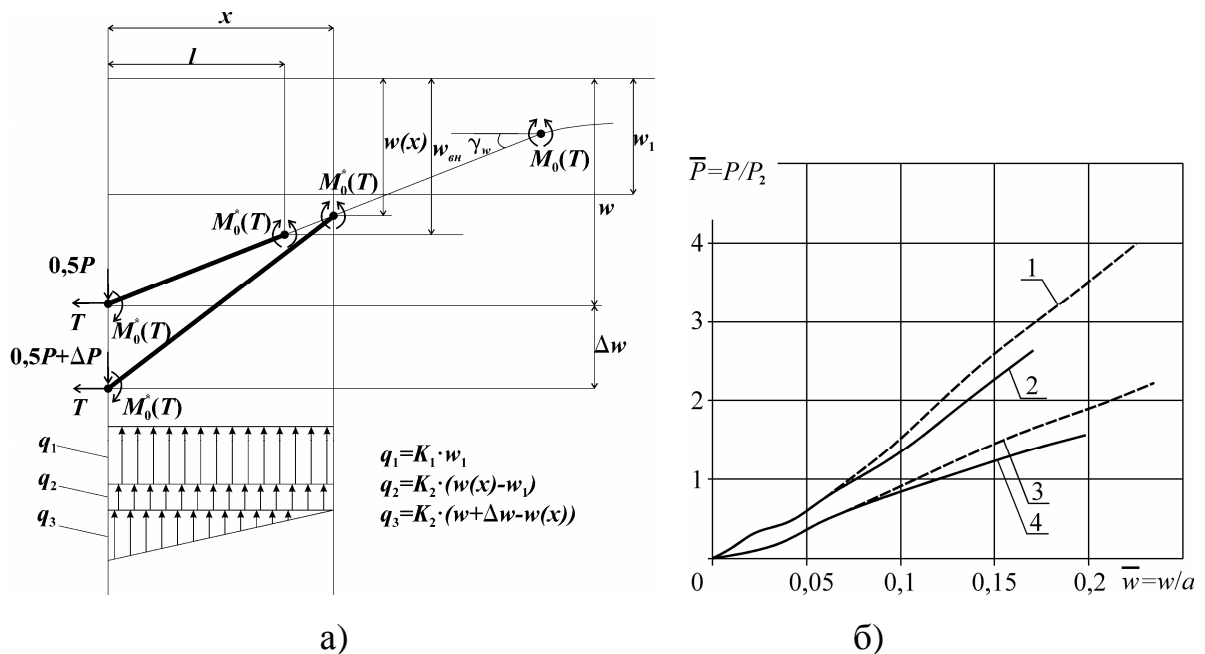


Рисунок 4.25 – Расчёт шпангоутов с учётом сдвиговых эффектов: а) – схема третьей стадии деформирования звена шпангоута с изменившейся жёсткостью и распределения реакций основания; б) – зависимости сила–прогиб шпангоутов без учёта (кривые 1,3) и с учётом (кривые 2,4) сдвиговых эффектов

Наряду с гипотезой «о мгновенном изменении параметров изгиба» [63, 121], использованной в настоящем параграфе, для учёта сдвига при пластическом деформировании балок судового корпуса можно воспользоваться подходом [13], согласно которому после достижения перерезывающими силами предельного значения на некотором участке балки этот участок считается работающим как мембрана. При этом та часть нагрузки, которую не способна воспринять стенка

балки вследствие перехода в предельное состояние по сдвигу, уравнивается за счет продольных усилий, возникающих в поясах балки. Данная модель была разработана для расчёта балок днищевых перекрытий, обладающих развитой стенкой, в результате чего их жёсткость значительно превышает жёсткость обшивки. Иная ситуация наблюдается при деформировании балок бортовых перекрытий, когда проявляется существенное влияние силы поддержания со стороны обшивки [121] на несущую способность балок. Поэтому для учёта сдвига при расчёте бортовых перекрытий судов может быть использована модифицированная модель [13], позволяющая учитывать реакции со стороны обшивки, действующие на шпангоут при его нагружении [99].

Сопоставление результатов, получаемых при расчёте локально загруженных балок бортовых перекрытий с использованием обоих подходов, показывает [99], что наблюдается некоторое расхождение при нагрузках $\bar{P} = P/P_2 = 0,5 \div 1,5$ (нагрузка P_2 соответствует превращению балки в кинематически изменяемый механизм). Это объясняется различием в учёте влияния перерезывающих сил на предельный момент сечения. В модели, представленной в [99] и основанной на подходе [13], имеет место непрерывное снижение величины предельного момента сечения с ростом перерезывающих сил, в отличие от скачкообразного снижения предельного момента при переходе к идеальному профилю согласно [63, 121]. В то же время при больших прогибах расхождение незначительно, что объясняется доминирующим влиянием на поведение локально загруженных шпангоутов сил поддержания со стороны бортовой обшивки и продольных сил. Наличие сдвига в стенке локально загруженного шпангоута не приводит к резкому росту прогибов из-за действия указанных выше силовых факторов.

Проведённое исследование [99] показало, что для учёта сдвига в балках бортовых перекрытий судов, воспринимающих интенсивные локально распределенные нагрузки, может быть использована как гипотеза «о мгновенном изменении параметров изгиба» [63, 121], так и модифицированная модель [13], основанная на применении зависимостей для гибкой нити на упругом основании с переменными характеристиками жёсткости [99]. Это свидетельствует о

возможности применения обоих подходов при оценке несущей способности балок судовых перекрытий с учётом сдвига, что может быть использовано при выборе оптимальных размеров связей при проектировании и модернизации корпусов судов.

4.8 Учёт локализации внешней нагрузки при выборе размеров связей бортовых перекрытий судов

Эксплуатация судов ФРП включает в себя швартовки в море для передачи улова, топлива, грузов и т.д. Они часто проводятся при неблагоприятных погодных условиях, сильном волнении, поэтому именно при швартовках суда получают значительную часть эксплуатационных повреждений бортовых перекрытий. Нагружение бортовых перекрытий в таком случае можно представить в форме отпечатка, действующего на шпангоуты. Тогда одним из элементов задачи оценки прочности перекрытия является расчёт шпангоута под действием распределённой нагрузки (длина отпечатка нагрузки вдоль шпангоута обозначена b). Для упрощения балка шпангоута принимается бесконечной, что является допустимым ввиду локализации деформаций, а его основание – прандтлевским с линейным упрочнением. Его параметры определяются, как это уже отмечалось ранее, из рассмотрения деформирования балки-полоски обшивки.

Процесс деформирования шпангоута под действием распределённой нагрузки распадается на ряд стадий (рисунок 4.26). На первой стадии рассматривается бесконечная балка, лежащая на основании жёсткостью K_1 (рисунок 4.26,а). Она разбивается на два участка: загруженный распределённой нагрузкой интенсивностью q_p и свободный от нагрузок. Переход на следующую стадию осуществляется при достижении изгибающим моментом в центре приложения нагрузки предельного значения M_0 (см. рисунок. 4.26,б) или при достижении прогибами балки величины w_1 (см. рисунок 4.26,в). Поместив начало координат в центр приложения нагрузки, граничные условия данной стадии в силу симметрии можно записать в виде:

$$\begin{cases} w_2'(0) = 0, \\ w_2'''(0) = 0; \end{cases} \quad (4.201)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2/2) = w_1(0), \\ w_2'(l_2/2) = w_1'(0), \\ w_2''(l_2/2) = w_1''(0), \\ w_2'''(l_2/2) = w_1'''(0). \end{cases} \quad (4.202)$$

Упругая линия балок будет описываться выражениями:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*D1}(x); \quad (4.203)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*D1}(x), \quad (4.204)$$

где

$$\lambda_{*D1}(x) = \psi_{*D3} V_0(\alpha \cdot x) + (\psi_{*D1} \cdot \psi_{*D3} + \psi_{*D2}) \cdot V_2(\alpha \cdot x) + \frac{1}{K_1}; \quad (4.205)$$

$$\begin{aligned} \xi_{*D1}(x) = e^{-\alpha \cdot x} & \left[\cos(\alpha \cdot x) \cdot \left(\frac{1}{K_1} + \psi_{*D3} \cdot V_0(u) + (\psi_{*D1} \cdot \psi_{*D3} + \psi_{*D2}) \cdot V_2(u) \right) + \right. \\ & \left. + \sin(\alpha \cdot x) \cdot \left(\psi_{*D3} \cdot V_2(u) - (\psi_{*D1} \cdot \psi_{*D3} + \psi_{*D2}) \cdot V_0(u) \right) \right], \end{aligned} \quad (4.206)$$

а константы ψ_{*Di} приводятся в приложении Д.

При образовании пластического шарнира с увеличением нагрузки в центре ее приложения (рисунок 4.26,б) граничные условия будут следующими:

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_2'''(0) = 0; \end{cases} \quad (4.207)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2/2) = w_1(0), \\ w_2'(l_2/2) = w_1'(0), \\ w_2''(l_2/2) = w_1''(0), \\ w_2'''(l_2/2) = w_1'''(0). \end{cases} \quad (4.208)$$

Уравнения упругой линии балок:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*D2}(x) + \xi_{*D3}(x); \quad (4.209)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*D2}(x) + \lambda_{*D3}(x) \quad (4.210)$$

где

$$\lambda_{*Д2}(x) = \psi_{*Д9} V_0(\alpha \cdot x) + (\psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д9} + \psi_{*Д7}) \cdot V_1(\alpha \cdot x) + \frac{1}{K_1}; \quad (4.211)$$

$$\lambda_{*Д3}(x) = \psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д8} \cdot V_0(\alpha \cdot x) + (\psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д8} + \psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д6}) \cdot V_1(\alpha \cdot x) + \psi_{*Д4} \cdot V_2(\alpha \cdot x); \quad (4.212)$$

$$\xi_{*Д2}(x) = e^{-\alpha x} \left[\cos(\alpha \cdot x) \cdot \left(\frac{1}{K_1} + \psi_{*Д9} \cdot V_0(u) + (\psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д9} + \psi_{*Д7}) \cdot V_1(u) \right) + \right. \\ \left. + \sin(\alpha \cdot x) \cdot \left(\psi_{*Д9} \cdot V_2(u) + (\psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д9} + \psi_{*Д7}) \cdot V_3(u) \right) \right]; \quad (4.213)$$

$$\xi_{*Д3}(x) = e^{-\alpha x} \left[\cos(\alpha \cdot x) \cdot (\psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д8} \cdot V_0(u) + (\psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д8} + \psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д6}) \cdot V_1(u) + \psi_{*Д4} \cdot V_2(u)) + \right. \\ \left. + \sin(\alpha \cdot x) \cdot (\psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д8} \cdot V_2(u) + (\psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д5} \cdot \psi_{*Д8} + \psi_{*Д4} \cdot \psi_{*Д6}) \cdot V_3(u) - \psi_{*Д4} \cdot V_0(u)) \right]; \quad (4.214)$$

а константы $\psi_{*Дi}$ приводятся в приложении Д.

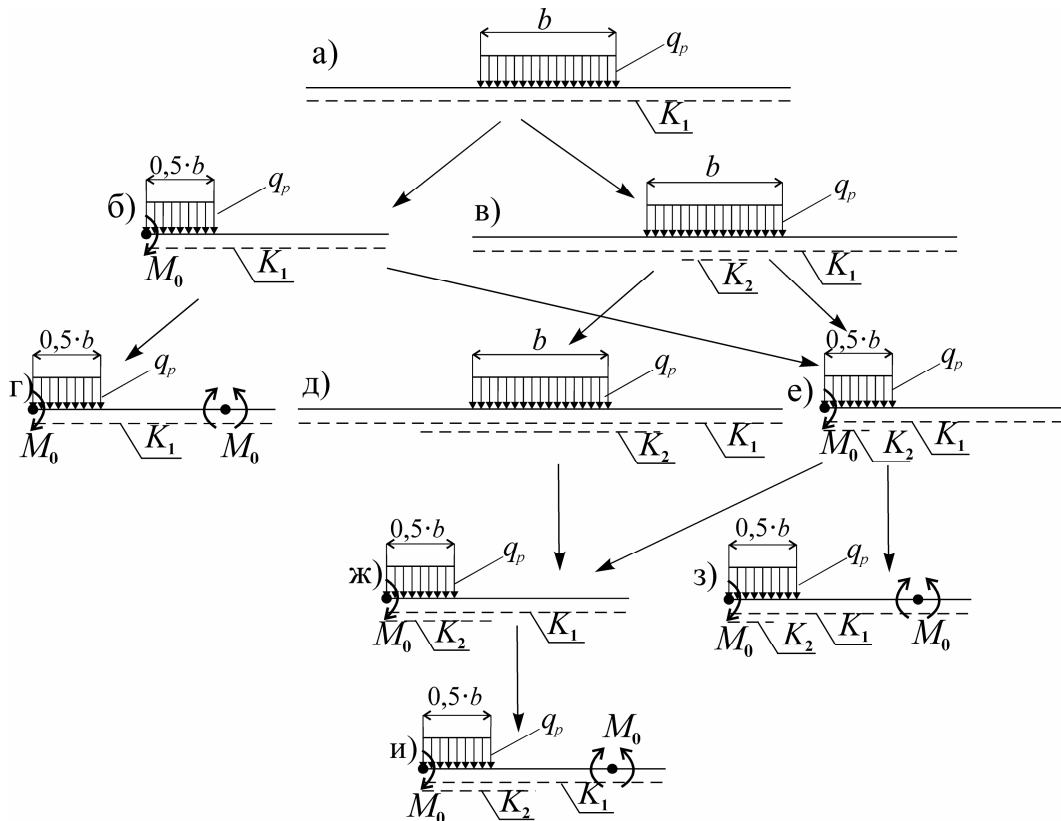


Рисунок 4.26 – Схема деформирования балок под действием распределённой нагрузки на основании с линейным упрочнением

Если в процессе увеличения внешней эксплуатационной нагрузки на расчётной схеме «а» прогибы балки достигли порога смены жёсткости основания прежде, чем произошло образование первого пластического шарнира, то имеет место случай, показанный на рисунке 4.26, в, граничные условия для которого приведены ниже:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = 0; \end{cases} \quad (4.215)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.216)$$

$$\begin{cases} w_2(0) = w_1, \\ w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.217)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2) = w_1(0), \\ w_2'(l_2) = w_1'(0), \\ w_2''(l_2) = w_1''(0), \\ w_2'''(l_2) = w_1'''(0). \end{cases} \quad (4.218)$$

Уравнения упругой линии балок:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*Д4}(x) + \xi_{*Д5}(x); \quad (4.219)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*Д4}(x) + \lambda_{*Д5}(x); \quad (4.220)$$

$$w_3(x) = q_p \lambda_{*Д6}(x) + \lambda_{*Д7}(x), \quad (4.221)$$

где

$$\lambda_{*Д4}(x) = -\frac{1}{K_1} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д28} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д26} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д30} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{1}{K_1}; \quad (4.222)$$

$$\lambda_{*Д5}(x) = w_1 \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д29} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д27} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д31} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.223)$$

$$\lambda_{*Д6}(x) = \psi_{*Д32} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д23} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д24}) \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{1}{K_2}; \quad (4.224)$$

$$\lambda_{*Д7}(x) = \psi_{*Д33} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д23} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д25}) \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \quad (4.225)$$

$$\begin{aligned} \xi_{*Д4}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} & \left[\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\frac{1}{K_1} - \frac{1}{K_1} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д28} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д26} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д30} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right) - \right. \end{aligned} \quad (4.226)$$

$$\left. - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д20} \right) \right];$$

$$\begin{aligned} \xi_{*Д5}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} & \left[\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(w_1 \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д29} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д27} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д31} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right) - \right. \\ & \left. - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д21} \right) \right], \end{aligned} \quad (4.227)$$

а константы ψ_{*Di} представлены в приложении Д.

При образовании в месте нагружения пластического шарнира дальнейший процесс описывается расчётной схемой, приведённой на рисунке 4.26,е.

Граничные условия для данного случая:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3''(0) = \frac{-M_0}{EI}; \end{cases} \quad (4.228)$$

$$\begin{cases} w_3(l_3/2) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.229)$$

$$\begin{cases} w_2(0) = w_1, \\ w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.230)$$

$$\begin{cases} w_2(l_2) = w_1(0), \\ w_2'(l_2) = w_1'(0), \\ w_2''(l_2) = w_1''(0), \\ w_2'''(l_2) = w_1'''(0). \end{cases} \quad (4.231)$$

Уравнения упругой линии балок:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*D6}(x) + \xi_{*D7}(x); \quad (4.232)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*D8}(x) + \lambda_{*D9}(x); \quad (4.233)$$

$$w_3(x) = q_p \lambda_{*D10}(x) + \lambda_{*D11}(x) \quad (4.234)$$

где

$$\lambda_{*D8}(x) = -\frac{1}{K_1} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D41} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D10} \cdot \psi_{*D39} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D43} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{1}{K_1}; \quad (4.235)$$

$$\lambda_{*D9}(x) = w_1 \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D42} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D10} \cdot \psi_{*D40} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*D44} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.236)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{*D10}(x) = & \left(-\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\psi_{*D36} \cdot \psi_{*D39} + \psi_{*D37}) + \psi_{*D34} \right) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \\ & + (\psi_{*D36} \cdot \psi_{*D39} + \psi_{*D37}) \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \frac{1}{K_2}; \end{aligned} \quad (4.237)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{*D11}(x) = & \left(-\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\psi_{*D36} \cdot \psi_{*D40} + \psi_{*D38}) + \psi_{*D35} \right) \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \\ & + (\psi_{*D36} \cdot \psi_{*D40} + \psi_{*D38}) \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) - \psi_{*D22} \cdot M_0 \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \end{aligned} \quad (4.238)$$

$$\xi_{*Д6}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \left[\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\frac{1}{K_1} - \frac{1}{K_1} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д41} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д39} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \right. \right. \\ \left. \left. + \psi_{*Д43} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right) - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д39} + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д20} \right) \right]; \quad (4.239)$$

$$\xi_{*Д7}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \left[\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(w_1 \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д42} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д40} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \right. \right. \\ \left. \left. + \psi_{*Д44} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right) - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \left(\psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д40} + \psi_{*Д10} \cdot \psi_{*Д21} \right) \right]; \quad (4.240)$$

а константы $\psi_{*Дi}$ приведены в приложении Д.

Если при рассмотрении варианта «в» при увеличении нагрузки прогибы загруженной части превысят значение w_1 раньше, чем образуется первый пластический шарнир, то процесс дальнейшего деформирования при увеличении нагрузки будет соответствовать расчётной схеме на рисунке 4.26,д. Тогда можно записать следующие граничные условия:

$$\begin{cases} w_3''(l_3 / 2) = \frac{M_2}{EI}, \\ w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = 0; \end{cases} \quad (4.241)$$

$$w_3(l_3 / 2) = w_2(0); \quad (4.242)$$

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_2(l_2) = 0; \end{cases} \quad (4.243)$$

$$w_2'(l_2) = w_1'(0); \quad (4.244)$$

$$\begin{cases} w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_1(0) = w_1. \end{cases} \quad (4.245)$$

Неизвестные моменты M_1 и M_2 определяются из условий равенства перерезывающей силы в сечении, разделяющем первую и вторую балку, и угла поворота в сечении, общем для второй и третьей балки. Выражение $w_3'''(l_3 / 2) = w_2'''(0)$ используется для определения длины второй балки.

Уравнения упругой линии балок:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*Д8}(x) + \xi_{*Д9}(x); \quad (4.246)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*Д12}(x) + \lambda_{*Д13}(x); \quad (4.247)$$

$$w_3(x) = q_p \lambda_{*Д14}(x) + \lambda_{*Д15}(x), \quad (4.248)$$

где

$$\lambda_{*Д12}(x) = \psi_{*Д71} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д73} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д22} \cdot \psi_{*Д69} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д75} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.249)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{*Д13}(x) &= \psi_{*Д72} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д74} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д22} \cdot \psi_{*Д70} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \\ &+ \psi_{*Д76} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_2}; \end{aligned} \quad (4.250)$$

$$\lambda_{*Д14}(x) = \psi_{*Д77} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д66} \cdot \psi_{*Д69} + \psi_{*Д67}) \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{1}{K_2}; \quad (4.251)$$

$$\lambda_{*Д15}(x) = \psi_{*Д78} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д66} \cdot \psi_{*Д70} + \psi_{*Д68}) \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \quad (4.252)$$

$$\xi_{*Д8}(x) = -e^{-\alpha_1 \cdot x} \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д62} \cdot \psi_{*Д69}; \quad (4.253)$$

$$\xi_{*Д9}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} [\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot w_1 - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot (\psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д62} \cdot \psi_{*Д70} + \psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д63})], \quad (4.254)$$

константы $\psi_{*Дi}$ представлены в приложении Д.

После образования первого пластического шарнира дальнейший процесс описывается схемой на рисунке 4.26,ж, граничные условия для которой

$$\begin{cases} w_3''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_3'''(0) = 0, \\ w_3''(l_3/2) = \frac{M_2}{EI}; \end{cases} \quad (4.255)$$

$$w_3(l_3/2) = w_2(0); \quad (4.256)$$

$$\begin{cases} w_2''(0) = \frac{M_2}{EI}, \\ w_2(l_2) = 0, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (4.257)$$

$$w_2'(l_2) = w_1'(0); \quad (4.258)$$

$$\begin{cases} w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_1(0) = w_1. \end{cases} \quad (4.259)$$

Упругая линия балок:

$$w_1(x) = q_p \xi_{*Д10}(x) + \xi_{*Д11}(x); \quad (4.260)$$

$$w_2(x) = q_p \lambda_{*Д16}(x) + \lambda_{*Д17}(x); \quad (4.261)$$

$$w_3(x) = q_p \lambda_{*Д18}(x) + \lambda_{*Д19}(x) \quad (4.262)$$

где

$$\lambda_{*Д16}(x) = \psi_{*Д85} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д87} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д22} \cdot \psi_{*Д83} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д89} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (4.263)$$

$$\lambda_{*Д17}(x) = \psi_{*Д86} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д88} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д22} \cdot \psi_{*Д84} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*Д90} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q_2}{K_2}; \quad (4.264)$$

$$\lambda_{*Д18}(x) = \psi_{*Д91} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д80} \cdot \psi_{*Д83} + \psi_{*Д81}) \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \frac{1}{K_2}; \quad (4.265)$$

$$\lambda_{*Д19}(x) = \psi_{*Д92} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + (\psi_{*Д80} \cdot \psi_{*Д84} + \psi_{*Д82}) \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) - \psi_{*Д22} \cdot M_0 \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q_3}{K_2}; \quad (4.266)$$

$$\xi_{*Д10}(x) = -e^{-\alpha_1 \cdot x} \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д62} \cdot \psi_{*Д83}; \quad (4.267)$$

$$\xi_{*Д11}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} [\cos(\alpha_1 \cdot x) \cdot w_1 - \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot (\psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д62} \cdot \psi_{*Д84} + \psi_{*Д45} \cdot \psi_{*Д63})], \quad (4.268)$$

константы $\psi_{*Дi}$ даны в приложении Д.

Следует остановиться на результатах расчёта по данной методике [118]. На рисунке 4.27 приведена зависимость зоны обрушения шпангоута (расстояние между внешними пластическими шарнирами в момент их образования) от длины отпечатка вдоль шпангоута b . Здесь $l_{обр}(p)$ соответствует зоне обрушения при действии силы, близкой к сосредоточенной, $l_{обр}(q)$ – при действии распределённой нагрузки протяженностью b , a – шпация перекрытия. На рисунке 4.28 представлены кривые, соответствующие образованию первого пластического шарнира в месте приложения нагрузки и бокового нестационарного пластического шарнира. Величина $P(p)$ относится к случаю действия сосредоточенной силы, $P(q)$ – распределённой нагрузки. Рисунок показывает, что при действии нагрузки, протяжённость которой по высоте шпангоута составляет менее половины шпации, влияние её распределения на несущую способность

балки незначительно. Поэтому в подобных случаях нагружения для оценки несущей способности может быть использована расчётная схема с сосредоточенной силой.

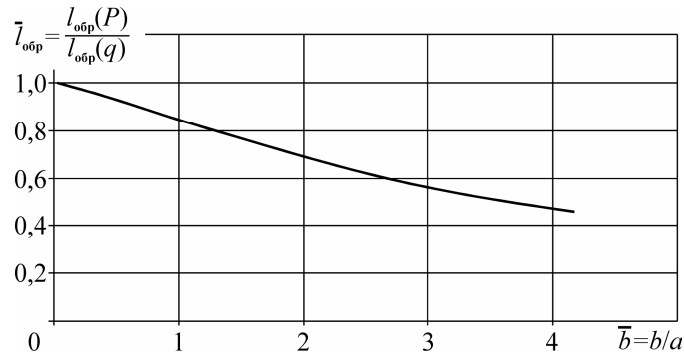


Рисунок 4.27 – Локализация деформаций шпангоута при действии распределённой нагрузки в зависимости от её протяжённости

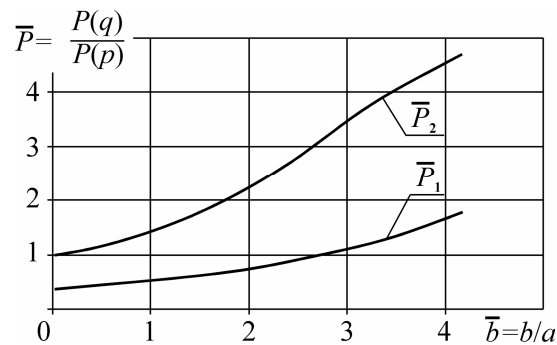


Рисунок 4.28 – Несущая способность шпангоута при действии распределённой нагрузки в зависимости от её протяжённости

При увеличении пятна приложения эксплуатационной нагрузки b при некотором его значении b_4 механизм обрушения балки меняется: вместо образования центрального шарнира в центре приложения нагрузки возникают два шарнира, которые соответствуют минимуму изгибающего момента. Они равноудалены от центра, находятся слева и справа от него, между ними наблюдается некоторый локальный максимум изгибающего момента. Такое положение связано с тем, что при большой жёсткости основания с ростом прогибов балки его реакции начинают превышать интенсивность внешней эксплуатационной нагрузки. В результате этого суммарное усилие, действующее на участок балки, оказывается направленным против приложенной нагрузки.

На рисунке 4.29 приводится связь размеров пятна контакта, при которых начинает реализовываться четырёхшарнирная схема обрушения, с жёсткостью

шпангоутов для различных жёсткостей пластин. Здесь: I – момент инерции шпангоута для данной жёсткости пластины обшивки; I_0 – момент инерции эталонного шпангоута; \bar{I} – относительная величина момента инерции шпангоута при заданной жёсткости обшивки; b_4 – протяженность приложенной нагрузки вдоль шпангоута, при которой начинает реализовываться четырёхшарнирный механизм обрушения; b_{40} – то же для эталонного шпангоута; \bar{b}_4 – отношение протяженности нагрузки, соответствующей образованию четырёхшарнирного механизма для некоторой жёсткости шпангоута, к тому же параметру для эталонного шпангоута при фиксированной жёсткости пластины обшивки. Рисунок показывает, что в широком диапазоне жёсткостей пластин зависимость между моментом инерции шпангоута и параметром внешней нагрузки b_4 остается постоянной. Поэтому значения этого параметра для шпангоутов других жёсткостей можно снимать непосредственно с графика, получив параметр нагрузки b_{40} , при котором происходит появление четырёхшарнирного механизма в эталонном шпангоуте.

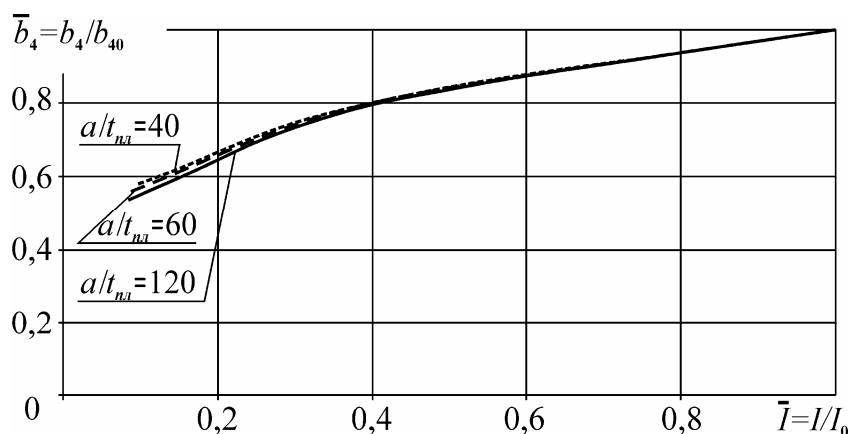


Рисунок 4.29 – Соотношение между моментами инерции шпангоутов и пятном контакта при реализации четырёхшарнирного механизма обрушения

Значение b_4 представляет определенный интерес, например, для оценки степени опасности напряжённо-деформированного состояния материала шпангоута, так как, в отличие от трёхшарнирной схемы, где с ростом прогибов увеличиваются пластические удлинения в центральном шарнире (см. параграф

4.10), здесь все шарниры будут нестационарными, и существенного роста удлинений в них наблюдаться не будет.

Влияние распределения нагрузки на деформирование связей заключается и в том, что при приложении нагрузки по отпечатку максимум перерезывающих сил будет наблюдаться у его края, тогда как в случае приложения сосредоточенной силы наибольшее значение перерезывающие усилия в балке достигают в месте приложения нагрузки. Это ведет к тому, что перерезывающая сила не влияет на предельный момент в сечении, в котором образуется центральный шарнир (как при реализации трёхшарнирной схемы), что способствует повышению несущей способности балки.

4.9 Проверка адекватности разработанных математических моделей

Для оценки достоверности разработанных моделей было проведено сравнение результатов, полученных на основе предлагаемых в настоящей работе расчётных методик с расчётами по методу конечных элементов (МКЭ), выполненными с применением программ ANSYS и NASTRAN, а также с результатами численного решения нелинейного дифференциального уравнения изгиба методом Рунге-Кутты (параграф 4.5). Также проводилось сопоставление с результатами проведенных в ОЛЭППС испытаний конструктивно-подобных жестяных моделей, так как именно они позволяют моделировать явления, связанные с разрушением и предельной прочностью конструкций, а диаграммы растяжения стали и жести являются идентичными [63]. Схема такой конструктивно-подобной жестяной модели бортового перекрытия дана на рисунке 4.30. Данная модель обладает рядом свойств.

1. Конструктивное подобие (практически полное соответствие конструкции модели натуре).

2. Геометрическое подобие (ее основные линейные размеры находятся в определенных соотношениях по критериям подобия по отношению к натуре).

3. Физическое подобие (материал модели и природы идентичен, и обладает одинаковой диаграммой растяжения в упруго-пластической и пластической области).

Переход от модели к натурной конструкции выполняется с использованием модулей подобия: геометрического $\bar{\lambda}$, силового $\bar{\rho}$ и упругости материала $\bar{\varepsilon}$ [63].
Модуль геометрического подобия:

$$\bar{\lambda} = \frac{l_H}{l_M}; \quad (4.269)$$

$$\bar{\rho} = \frac{P_H}{P_M}; \quad (4.270)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{E_H}{E_M}, \quad (4.271)$$

где l_H и l_M – расстояние между сходственными точками натурной конструкции и модели;

P_H и P_M – величины внешних усилий, приложенных в сходственных точках натурной конструкции и модели;

E_H и E_M – модуль упругости материала натурной конструкции и модели.

Поскольку модели изготавливаются из жести, то модуль подобия упругости материала близок к единице. Вышеназванные модули позволяют получать перемещения в натурной конструкции по формулам:

$$u_H = u_M \frac{\bar{\rho}}{\bar{\lambda} \cdot \bar{\varepsilon}}; \quad (4.272)$$

$$w_H = w_M \frac{\bar{\rho}}{\bar{\lambda} \cdot \bar{\varepsilon}}, \quad (4.273)$$

где u_H и u_M – перемещения в плоскости натурной конструкции и модели;

w_H и w_M – прогибы натурной конструкции и модели.

Для рассматриваемого бортового перекрытия модуль геометрического подобия был принят равным 25 [63], в соответствии с этим геометрические размеры модели перекрытия:

$$B_M = \frac{B_H}{25} = \frac{5400}{25} = 210 \text{ мм}; \quad (4.274)$$

$$L_M = \frac{L_H}{25} = \frac{1200}{25} = 48 \text{ мм}. \quad (4.275)$$

Толщина наружной обшивки и шпация:

$$t_{nl M} = \frac{t_{nl H}}{25} = \frac{13}{25} = 0,52 \text{ мм}; \quad (4.276)$$

$$a_M = \frac{a_H}{25} = \frac{600}{25} = 24 \text{ мм}. \quad (4.277)$$

Для набора перекрытий должно соблюдаться геометрическое подобие по площадям поперечного сечения и моментам инерции профилей

$$F_M = \frac{F_H}{\lambda^2}; \quad (4.278)$$

$$I_M = \frac{I_H}{\lambda^4}. \quad (4.279)$$

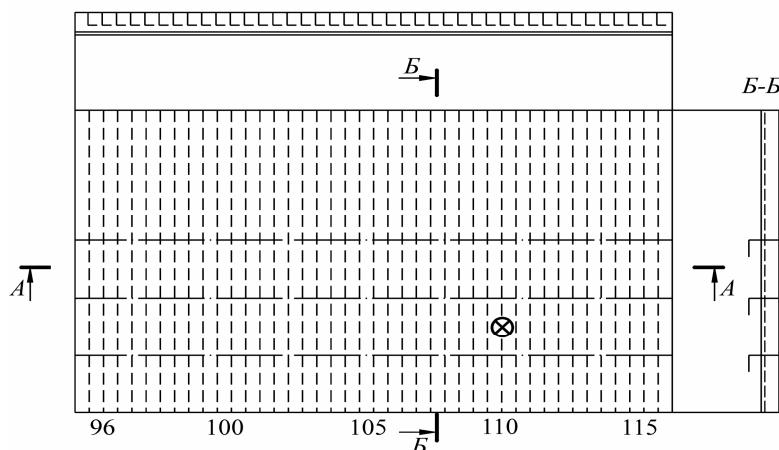


Рисунок 4.30 – Схема конструктивно подобной жестяной модели перекрытия

Испытания перекрытия были проведены следующим образом. Матрица с перекрытием устанавливалась на неподвижную траверсу испытательной машины МР-1, которая использовалась для передачи нагрузки на испытываемое перекрытие [63]. Замеры перемещений связей модели осуществлялись при помощи индикаторов часового типа. Нагружение проводилось ступенями через 0,5кН. На каждой ступени нагружения снималось показание индикаторов под нагрузкой. Разность нулевого замера и показания индикатора под нагрузкой составляла полный прогиб перекрытия под данной нагрузкой. После каждой ступени нагружения производилась разгрузка и снимались новые показания

индикаторов. Разность показаний после разгрузки и нулевого замера соответствовала остаточному прогибу перекрытия. Максимальное усилие, создаваемое в каждой точке нагружения, определялось потерей несущей способности связей в данной точке перекрытия, после чего нагружение осуществлялось в другой точке перекрытия. Под потерей несущей способности перекрытий в данном случае понималось такое его состояние, когда существенное увеличение прогиба происходило при незначительном возрастании внешней нагрузки, а набор перекрытия разрушался или закручивался из-за потери плоской формы изгиба [63].

Для сопоставления с результатами эксперимента требуется расчётная схема шпангоута, одновременно учитывающая влияние опор и сдвиговых эффектов в стенке профиля. Она может быть получена как комбинация решений, приведенных в параграфах 4.7 и 5.1, при этом процесс деформирования становится гораздо более разветвленным, по сравнению с приведенными на рисунках 4.21 и 5.1. Поэтому в настоящем параграфе на рисунке 4.31 изображены лишь те его ветви, которые реализовывались для данной жестяной конструктивно-подобной модели.

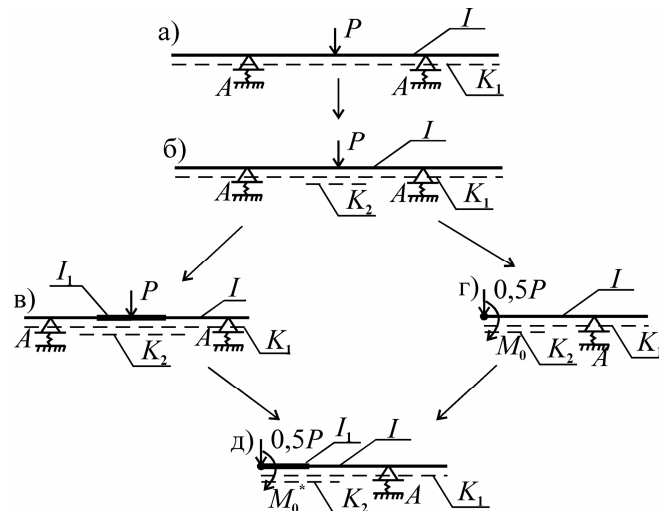


Рисунок 4.31 – Схема деформирования шпангоута модели перекрытия

Варианты «а», «б», «г» были подробно описаны выше, поэтому сразу следует перейти к рассмотрению случая «в», для которого упругая линия будет описываться выражениями:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E1}(x) + \xi_{*E2}(x); \quad (4.280)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E1}(x) + \lambda_{*E2}(x); \quad (4.281)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*\Gamma5}(x) + \lambda_{*\Gamma6}(x); \quad (4.282)$$

$$w_4(x) = P \cdot \lambda_{*\Gamma7}(x) + \lambda_{*\Gamma8}(x), \quad (4.283)$$

здесь $\xi_{*E1}(x), \xi_{*E2}(x), \lambda_{*E1}(x), \lambda_{*E2}(x)$ определяются согласно (5.20)–(5.23), а $\lambda_{*\Gamma5}(x), \lambda_{*\Gamma6}(x), \lambda_{*\Gamma7}(x), \lambda_{*\Gamma8}(x)$ – (4.134)–(4.137).

Вследствие отличия граничных условий отдельных участков балки от случаев, рассмотренных в параграфах 4.7 и 5.1, должна быть проведена некоторая коррекция части констант ψ_{*i} , а именно $\psi_{*\Gamma27}$ и $\psi_{*\Gamma28}$:

$$\psi_{*\Gamma27} = \frac{\alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot [-(\psi_{*\Gamma20} \cdot \psi_{*\Gamma24} + \psi_{*\Gamma22}) \cdot V_3(2 \cdot u_3) + \psi_{*\Gamma24} \cdot V_0(2 \cdot u_3) + \psi_{*\Gamma21} \cdot V_1(2 \cdot u_3)]}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma20} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_3(2 \cdot u_3) - \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_0(2 \cdot u_3)}; \quad (4.284)$$

$$\psi_{*\Gamma28} = \frac{\alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot [-(\psi_{*\Gamma20} \cdot \psi_{*\Gamma25} + \psi_{*\Gamma19}) \cdot V_3(2 \cdot u_3) + \psi_{*\Gamma25} \cdot V_0(2 \cdot u_3) + \psi_{*\Gamma18} \cdot V_2(2 \cdot u_3)]}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma20} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_3(2 \cdot u_3) - \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_0(2 \cdot u_3)} - \frac{w_1 \cdot \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot (\psi_{*E2} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E4})}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma20} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_3(2 \cdot u_3) - \alpha_3 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma23} \cdot V_0(2 \cdot u_3)}}, \quad (4.285)$$

где $\psi_{*E1} - \psi_{*E5}$ определяются зависимостями (Е.10)–(Е.14) (см. приложение Е), а $\psi_{*\Gamma19} - \psi_{*\Gamma25}$ – (Г.19)–(Г.25) (см. приложение Г). При использовании формул параграфов 4.7 и 5.1 в качестве индексов, относящихся к участкам балки («1», «2», «3»), следует подставлять индексы для её текущего деления (в данном случае участку балки с изменившейся жёсткостью будет соответствовать индекс 4, а полубесконечной балке – 1), а значения ψ_{*E13} и ψ_{*E14} определяются как:

$$\psi_{*E13} = \psi_{*\Gamma36} \cdot \psi_{*\Gamma27}; \quad (4.286)$$

$$\psi_{*E14} = \psi_{*\Gamma27} \cdot \psi_{*\Gamma37} + \psi_{*\Gamma28}, \quad (4.287)$$

здесь $\psi_{*\Gamma36}, \psi_{*\Gamma37}$ вычисляются по (Г.36)–(Г.37) с учётом (4.284)–(4.285). Все остальные необходимые константы определяются по формулам из соответствующих приложений.

После образования пластического шарнира под силой выполняется переход к расчётной схеме «д», причём, уравнения упругой линии участков балки 3 и 4

будут иметь вид:

$$w_3(x) = P\lambda_{*Г9}(x) + \lambda_{*Г10}(x); \quad (4.288)$$

$$w_4(x) = P\lambda_{*Г11}(x) + \lambda_{*Г12}(x), \quad (4.289)$$

где $\lambda_{*Г9}(x), \lambda_{*Г10}(x), \lambda_{*Г11}(x), \lambda_{*Г12}(x)$ следует находить по формулам (4.144) – (4.147) с той лишь разницей, что константы $\psi_{*Г27}$ и $\psi_{*Г28}$ определяются по (4.284) – (4.285).

Выражения для частей 1 и 2 будут соответствовать (4.280) и (4.281), только значения ψ_{*E13} и ψ_{*E14} должны рассчитываться как:

$$\psi_{*E13} = \psi_{*Г49} \cdot \psi_{*Г27}; \quad (4.290)$$

$$\psi_{*E14} = \psi_{*Г27} \cdot \psi_{*Г50} + \psi_{*Г28}, \quad (4.291)$$

где $\psi_{*Г49}, \psi_{*Г50}$ вычисляются по (Г.49)–(Г.50) с учётом (4.284)–(4.285).

Схема перекрытия с указанием места его нагружения представлена на рисунке 4.30, результаты замеров в точках даны на рисунке 4.32 (за l_1 обозначено отстояние точек в горизонтальной плоскости от места нагружения).

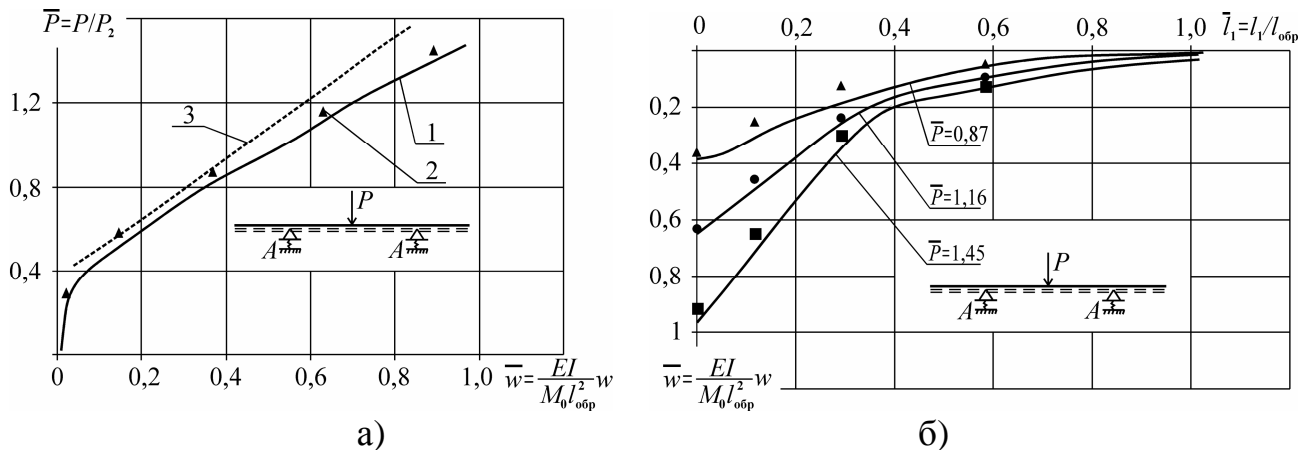


Рисунок 4.32 – Проверка адекватности модели: а) – максимальный остаточный прогиб при нагружении шпангоута 110 конструктивно подобной модели перекрытия (1– предлагаемая методика, 2– эксперимент, 3– МКЭ); б) – деформация шпангоута 110 при том же нагружении

Здесь также приведены расчётные кривые, построенные по результатам настоящей работы, и кривые, полученные с применением метода конечного элемента. Вычисления по МКЭ [29, 307, 350] по программам NASTRAN и ANSYS

при стержневой и пластинчатой идеализации дали близкие результаты.

Сопоставление результатов расчёта показывает: расхождения не превышают 5%, что вполне удовлетворительно. Это позволяет рекомендовать предлагаемые методики к использованию при модернизации перекрытий судов и проектировании новых перекрытий с равнопрочными связями.

4.10 Методика оценки риска разрушения балочных элементов судовых корпусных конструкций

Представленные выше методики упруго-пластического расчёта локально нагруженных балок судовых конструкций, лежащих на нелинейных упруго-пластических основаниях, могут быть использованы для оценки риска их разрушения с использованием зависимости (1.1). Для этого необходимо располагать функцией распределения пластических удлинений при разрушении балок, находящихся в состоянии сложного изгиба. Отдельные экспериментальные данные приведены в [33], но этого недостаточно для построения упомянутой функции распределения. Тем не менее, учитывая, что разрушение балок начинается со свободного пояса [33], который находится в состоянии растяжения, для оценки вероятности разрушения балок в первом приближении можно воспользоваться плотностью распределения пластических удлинений в стальных образцах при их разрушении в процессе растяжения. Зависимости между пластическими удлинениями материала образца и вероятностью его разрушения представлены, например, в [305, 351].

Тогда принципиальная схема оценки риска разрушения балок судового корпуса будет заключаться в нахождении наибольших пластических удлинений в их материале под действием внешних нагрузок и определении вероятности разрушения материала балки при таких удлинениях с последующей оценкой риска по (1.1). При этом максимальные пластические удлинения, возникающие в пластическом шарнире, могут быть определены с использованием аппроксимации при помощи косинусоидальной функции в соответствии с [63] из предположения,

что они возникают в крайних фибрах балки, наиболее удаленных от нейтральной оси.

Разбивая весь процесс деформирования на ступени и определяя на каждой из них прирост максимальных пластических деформаций, согласно [63] легко получить и самую искомую величину

$$\varepsilon_{\max} = \sum_{i=1}^n \Delta \varepsilon_{\max_i}, \quad (4.292)$$

где n – число ступеней нагружения.

Понятно, что чем больше ступеней нагружения будет рассмотрено при анализе распределения пластических деформаций в зоне пластического деформирования, тем точнее будет результат.

Для оценки риска разрушения балки судового корпуса выполняется её расчёт, в процессе которого на каждой ступени нагружения определяются не только прогибы, но и максимальные пластические удлинения в пластическом шарнире. По результатам расчёта определяется зависимость максимальных пластических удлинений от прогиба балки, графическая интерпретация которой представлена на рисунке 4.33, где w – прогиб балки набора; h – высота балки набора; $\psi_{nl}(\varepsilon)$ – плотность распределения пластических удлинений материала образца при разрушении в соответствии с [351].

Воспользовавшись экспериментально полученными данными о плотности распределения пластических удлинений при разрушении образцов [305, 351], можно оценить вероятность разрушения балки $P_*(w)$ и риск её разрушения с использованием формулы (1.1) при достижении некоторого прогиба

$$P_*(w) = \int_0^{\varepsilon_{\max}(w)} \psi_{nl}(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (4.293)$$

где $\psi_{nl}(\varepsilon)$ – плотность распределения пластических удлинений материала образца при разрушении;

$\varepsilon_{\max}(w)$ – зависимость максимальных пластических удлинений в материале балки от её прогиба (см. рисунок 4.33).

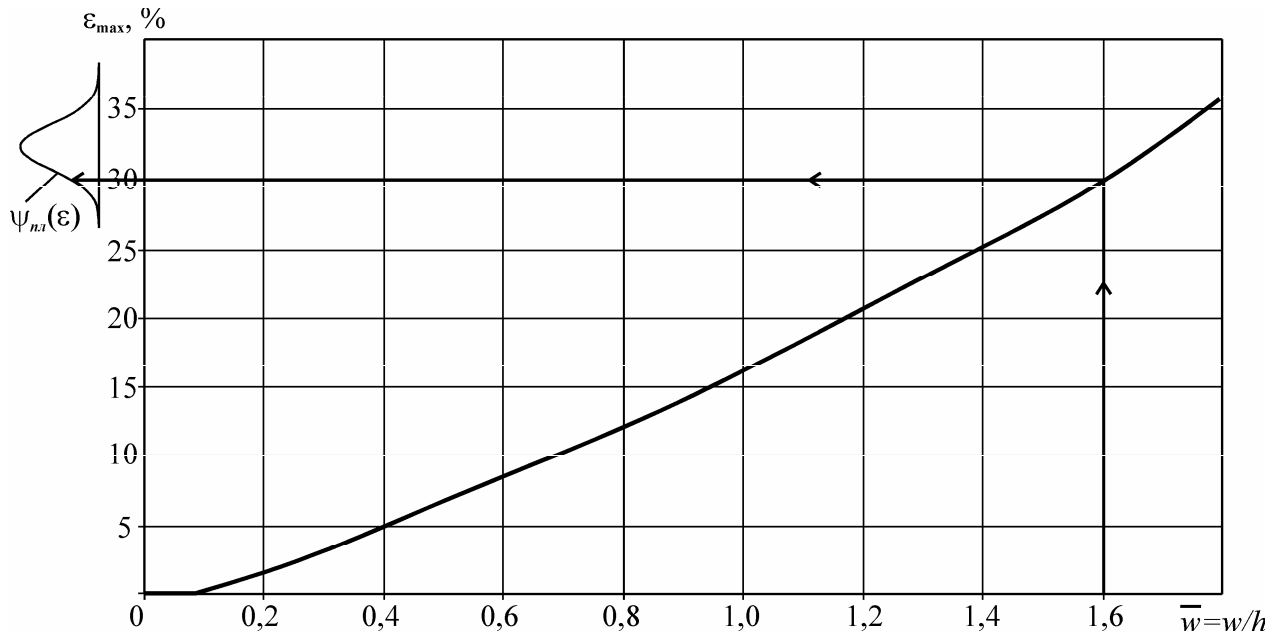


Рисунок 4.33 – Зависимость максимальных пластических удлинений в пластическом шарнире балки от её прогиба

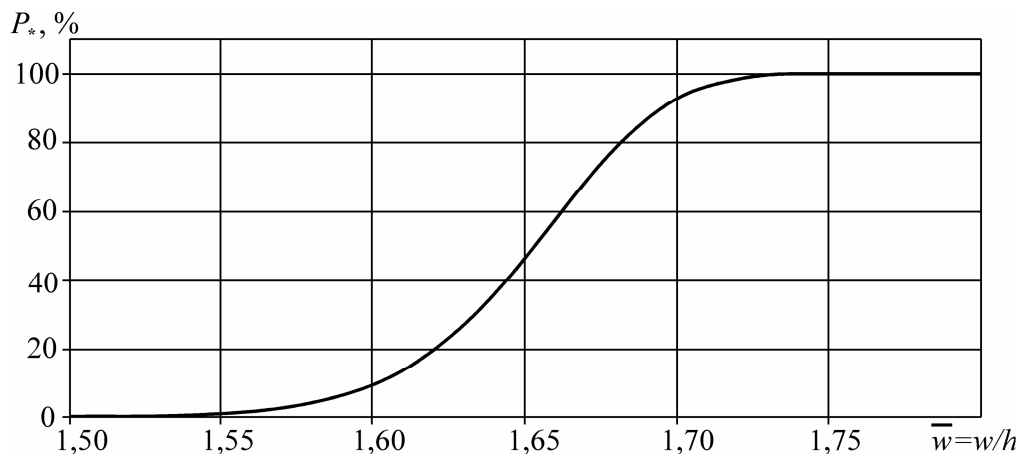


Рисунок 4.34 – Зависимость вероятности разрушения балки, работающей в составе судового перекрытия, от её прогиба

На рисунке 4.34 приведены результаты оценки вероятности разрушения балки судового корпуса для различных её прогибов. Из графика видно, что на сравнительно небольшом интервале прогибов вероятность разрушения балки изменяется с нуля до 100%. Это обусловлено характером кривой $\psi_{пл}(\varepsilon)$ для рассматриваемой стали, разрушающие удлинения для которой имеют довольно малый разброс.

Таким образом, представленная методика позволяет оценивать риск разрушения балочных элементов судового корпуса на основании разработанных в

диссертации расчётных моделей, зависимости (1.1) и данных о разрушающих пластических удлинениях для материала корпуса, получаемых экспериментально.

Выводы по четвёртой главе

Комплекс исследований, проведенных в настоящей главе, позволил с использованием кусочно-аналитических решений разработать методику расчёта изгиба локально загруженных упруго-пластических балок, лежащих на нелинейных упруго-пластических основаниях, в том числе в запредельном состоянии и с учётом сдвиговых эффектов. При этом исследована локализация упруго-пластических прогибов в зависимости от характера распределения эксплуатационных нагрузок. Изучены закономерности деформирования балок при переменной жёсткости пластин, выполняющих функцию нелинейных оснований, позволяющие уточнить размеры связей бортовых конструкций, в частности, при реализации принципа равнопрочности.

Построены графические зависимости, связывающие жёсткость обшивки и набора с нагрузкой, приводящей к образованию кинематически изменяемого механизма, которые могут быть использованы для оптимально распределения материала корпуса между обшивкой и набором для снижения металлоемкости.

Полученные кусочно-аналитические решения построены по упрощённой схеме, основанной на реализации гипотезы «о мгновенном изменении параметров изгиба». Сопоставление результатов расчёта с экспериментальными данными, расчётом по МКЭ, а также численными решениями нелинейных дифференциальных уравнений изгиба балок судового корпуса, показало, что предложенная методика расчёта достаточно точно описывает процесс деформирования нелинейных систем с учётом движения нестационарных пластических шарниров.

В рамках предложенных методов расчёта исследовано поведение балок судовых корпусов в запредельной стадии их деформирования. Показано, что вследствие трансформации зоны обрушения из-за движения внешних нестационарных пластических шарниров к месту нагружения с увеличением

нагрузки происходит непрерывное изменение распорных характеристик конструкции, что должно учитываться при оценке резервов прочности бортовых перекрытий.

Так как основная масса повреждений бортовых конструкций судов вызвана восприятием интенсивных локально распределенных нагрузок, в настоящем разделе работы предложен подход, учитывающий влияние локализации внешней нагрузки при выборе размеров связей бортовых перекрытий судов. Отмечено, что с уменьшением размеров пятна контакта наблюдается локализация зоны деформирования, что должно учитываться, в частности, при разработке схем подкрепления бортовых перекрытий, таких, как установка перекрестных связей. Представлена методика оценки риска разрушения балок судовых перекрытий под действием интенсивных локально распределённых нагрузок.

Разработанные методы могут быть использованы в условиях судоремонтного производства для обоснования эффективности применяемых конструктивных решений по восстановлению прочности судовых конструкций. Благодаря малым затратам вычислительных мощностей применение этих методов расчёта целесообразно и при создании бортовых интеллектуальных систем контроля эксплуатационной прочности судов, работающих в режиме реального времени.

ГЛАВА 5

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БОРТОВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ И СНИЖЕНИЕ РИСКОВ РАЗРУШЕНИЯ

Тяжёлые условия эксплуатации судов промыслового флота приводят к массовым повреждениям корпусных конструкций, что свидетельствует о несоответствии размеров связей величине внешних нагрузок. Сильно повреждаются палубные перекрытия в носовой оконечности судов от накатов волн, днищевые перекрытия, но наиболее повреждаемыми остаются бортовые перекрытия, при этом основными дефектами являются отдельные вмятины, гофрировка наружной обшивки, а иногда и остаточные деформации бортового перекрытия в целом. Для повышения эффективности использования судов, находящихся в эксплуатации, целесообразно модернизировать фрагменты корпусных конструкций, повышая тем самым их несущую способность и надежность.

Способ модернизации корпусных конструкций путем разработки различных схем подкрепления требует меньше затрат почти на порядок меньше, чем ремонт методом замены. Особенно это касается судов, амортизационный период которых находится на грани исчерпания, когда значительные капиталовложения в восстановление прочности корпусов судов нецелесообразны.

Настоящая глава диссертации посвящена разработке эффективных схем подкрепления и модернизации элементов бортовых конструкций, воспринимающих интенсивные локально распределенные внешние нагрузки. Обоснование размеров подкрепляющих элементов имеет смысл осуществлять с использованием разработанных кусочно-аналитических решений, которые позволяют быстро выполнить прочностные расчёты в условиях судоремонтного производства.

Предложенные схемы могут применяться и в новом судостроении, что повлечет за собой повышение прочности корпусных конструкций.

Из-за случайности внешних нагрузок на стадии проектирования судов ФРП их величина достоверно не известна. Поэтому в первые годы эксплуатации практически на любых судах выявляются те или иные корпусные дефекты, приводящие к снижению прочности корпусных конструкций, что обусловлено несоответствием размеров связей конструкции величине внешних нагрузок. В такой ситуации предложенные в настоящей работе схемы подкрепления могут быть использованы на любом этапе эксплуатации судна.

5.1 Влияние перекрестной связи на несущую способность локально загруженной шпангоутной ветви

Исследование несущей способности шпангоутной ветви с учётом жёсткости обшивки рассматривалось в [112, 115]. Ввиду локальности развития упруго-пластических деформаций решение получалось на примере бесконечной балки для упрощения рассмотрения характера деформирования шпангоута. Реальные бортовые перекрытия состоят не только из балок главного направления (шпангоутов), но и перекрестных связей. При определенных условиях они могут оказать некоторое влияние как на размеры зоны обрушения шпангоутной балки, так и на величину её несущей способности.

Под несущей способностью здесь условно понимается нагрузка, при которой образуется внешний нестационарный пластический шарнир, хотя в [64] показано, что в таком случае не происходит исчерпания несущей способности. Решение получается из рассмотрения характера деформирования балки шпангоутной ветви, представленной на рисунке 5.1, в рамках гипотезы о «мгновенном раскрытии пластических шарниров» [63]. Жёсткость упругого основания моделирует жёсткость наружной обшивки в соответствии с [64, 112]. Как видно из рисунка 5.1, процесс деформирования шпангоута распадается на ряд стадий.

Если балка лежит на основании одной жёсткости, то до образования пластического шарнира под силой (рисунок 5.1,а) выполняются следующие

граничные условия:

$$\begin{cases} w_2'(0) = 0, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\begin{cases} w_1(0) = w_2(\Delta), \\ w_1'(0) = w_2'(\Delta), \\ w_1''(0) = w_2''(\Delta), \\ [w_2'''(\Delta) - w_1'''(0)] \cdot AEI = w_1(0). \end{cases} \quad (5.2)$$

Упругая линия описывается уравнениями:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E1}^*(x); \quad (5.3)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E1}^*(x), \quad (5.4)$$

где

$$\xi_{*E1}^*(x) = e^{-\alpha \cdot x} \cdot \cos(\alpha \cdot x) \cdot [\psi_{*E1}^* \cdot (\psi_{*E2}^* \cdot \psi_{*E4}^* + \psi_{*E3}^*) \cdot V_0(u) + \psi_{*E1}^* \cdot \psi_{*E4}^* \cdot V_2(u) + \psi_{*E1}^* \cdot V_3(u)] + \quad (5.5)$$

$$+ e^{-\alpha \cdot x} \cdot \sin(\alpha \cdot x) \cdot [\psi_{*E1}^* \cdot (\psi_{*E2}^* \cdot \psi_{*E4}^* + \psi_{*E3}^*) \cdot V_2(u) - \psi_{*E1}^* \cdot \psi_{*E4}^* \cdot V_0(u) - \psi_{*E1}^* \cdot V_1(u)];$$

$$\lambda_{*E1}^*(x) = \psi_{*E1}^* \cdot (\psi_{*E2}^* \cdot \psi_{*E4}^* + \psi_{*E3}^*) \cdot V_0(\alpha \cdot x) + \psi_{*E1}^* \cdot \psi_{*E4}^* \cdot V_2(\alpha \cdot x) + \psi_{*E1}^* \cdot V_3(\alpha \cdot x), \quad (5.6)$$

где постоянные ψ_{*Ei}^* определяются по приложению Е.

После образования пластического шарнира в точке приложения внешней нагрузки (рисунок 5.1,б) граничные условия имеют вид (5.2), а также:

$$\begin{cases} w_2'''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_2'''(0) = \frac{P}{2EI}. \end{cases} \quad (5.7)$$

Уравнения упругой линии балки:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E2}^*(x) + \xi_{*E3}^*(x); \quad (5.8)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E2}^*(x) + \lambda_{*E3}^*(x), \quad (5.9)$$

где

$$\xi_{*E2}^*(x) = e^{-\alpha \cdot x} \cdot \cos(\alpha \cdot x) \cdot [\psi_{*E8}^* \cdot V_0(u) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E8}^* + \psi_{*E7}^* \cdot \psi_{*E1}^*) \cdot V_1(u) + \psi_{*E1}^* \cdot V_3(u)] + \quad (5.10)$$

$$+ e^{-\alpha \cdot x} \cdot \sin(\alpha \cdot x) \cdot [\psi_{*E8}^* \cdot V_2(u) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E8}^* + \psi_{*E7}^* \cdot \psi_{*E1}^*) \cdot V_3(u) - \psi_{*E1}^* \cdot V_1(u)];$$

$$\xi_{*E3}^*(x) = e^{-\alpha \cdot x} \cdot \cos(\alpha \cdot x) \cdot \left[\psi_{*E9}^* \cdot V_0(u) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E9}^* + \psi_{*E6}^*) \cdot V_1(u) - \frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot V_2(u) \right] + \quad (5.11)$$

$$+ e^{-\alpha \cdot x} \cdot \sin(\alpha \cdot x) \cdot \left[\psi_{*E9}^* \cdot V_2(u) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E9}^* + \psi_{*E6}^*) \cdot V_3(u) + \frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot V_0(u) \right];$$

$$\lambda_{*E2}^*(x) = \psi_{*E8}^* \cdot V_0(\alpha \cdot x) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E8}^* + \psi_{*E7}^* \cdot \psi_{*E1}^*) \cdot V_1(\alpha \cdot x) + \psi_{*E1}^* \cdot V_3(\alpha \cdot x); \quad (5.12)$$

$$\lambda_{*E3}^*(x) = \psi_{*E9}^* \cdot V_0(\alpha \cdot x) + (\psi_{*E5}^* \cdot \psi_{*E9}^* + \psi_{*E6}^*) \cdot V_1(\alpha \cdot x) - \frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot V_2(\alpha \cdot x), \quad (5.13)$$

где постоянные ψ_{*Ei}^* определяются в соответствии с приложением Е.

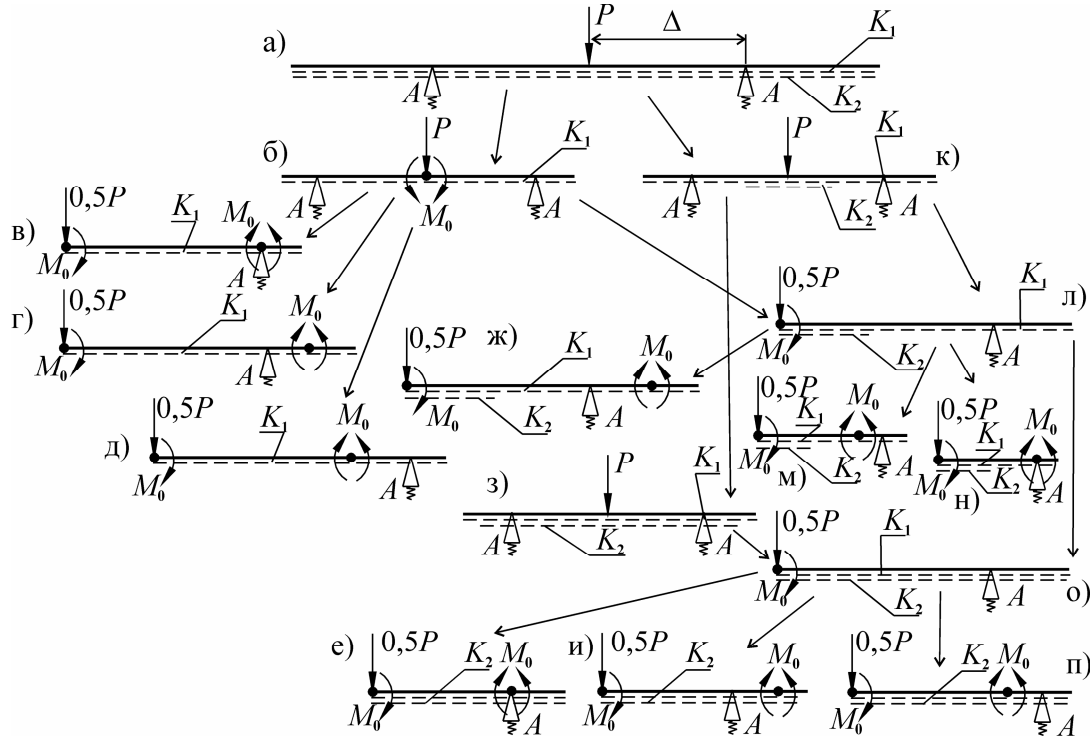


Рисунок 5.1 – Схема деформирования шпангоутной ветви при наличии перекрестных связей

Если шпангоут бортового перекрытия лежит одновременно на основаниях двух жёсткостей, то на первой стадии деформирования, когда смена жёсткости основания происходит между точкой приложения силы и опорой, а шарнир под силой еще не образовался (рисунок 5.1,к), граничные условия записываются так:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}, \\ w_3(\frac{l_3}{2}) = 0, \\ w_3''(\frac{l_3}{2}) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (5.14)$$

$$\begin{cases} w_2(0) = w_1, \\ w_2''(0) = \frac{M_1}{EI}; \end{cases} \quad (5.15)$$

$$\begin{cases} w_1(0) = w_2(l_2), \\ w_1'(0) = w_2'(l_2), \\ w_1''(0) = w_2''(l_2), \\ [w_2'''(l_2) - w_1'''(0)] \cdot AEI = w_1(0). \end{cases} \quad (5.16)$$

Из условия равенства углов поворота в месте соединения второго и третьего участков определяется неизвестный момент M_1 .

Уравнения упругой линии имеют вид:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E1}(x) + \xi_{*E2}(x); \quad (5.17)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E1}(x) + \lambda_{*E2}(x); \quad (5.18)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*E3}(x) + \lambda_{*E4}(x), \quad (5.19)$$

где

$$\xi_{*E1}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (\psi_{*E21} \cos(\alpha_1 \cdot x) + \psi_{*E23} \sin(\alpha_1 \cdot x)); \quad (5.20)$$

$$\xi_{*E2}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (\psi_{*E22} \cos(\alpha_1 \cdot x) + \psi_{*E24} \sin(\alpha_1 \cdot x)); \quad (5.21)$$

$$\lambda_{*E1}(x) = \psi_{*E17} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E15} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E15} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.22)$$

$$\lambda_{*E2}(x) = w_1 \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E18} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E16} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*E4} \cdot w_1 + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E16}) \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.23)$$

$$\lambda_{*E3}(x) = \psi_{*E19} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E11} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E13} \cdot \psi_{*E10} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E6} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (5.24)$$

$$\lambda_{*E4}(x) = \psi_{*E20} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E12} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E14} \cdot \psi_{*E10} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q}{K_2}; \quad (5.25)$$

$$M_1 = P \cdot \psi_{*E13} + \psi_{*E14}, \quad (5.26)$$

где постоянные ψ_{*Ei} определяются по приложению Е.

Уравнения получены с учётом неразрывности деформирования балки на упругих опорах. По мере увеличения внешней нагрузки P образуется пластический шарнир под силой (рисунок 5.1,л), а процесс деформирования шпангоута переходит во вторую стадию и описывается системой уравнений, получаемой из следующих граничных условий и выражений (5.15), (5.16):

$$\begin{cases} w_3''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}, \\ w_3\left(\frac{l_3}{2}\right) = 0, \\ w_3''\left(\frac{l_3}{2}\right) = \frac{M_1}{EI}. \end{cases} \quad (5.27)$$

Упругая линия описывается уравнениями:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E3}(x) + \xi_{*E4}(x); \quad (5.28)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E5}(x) + \lambda_{*E6}(x); \quad (5.29)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*E7}(x) + \lambda_{*E8}(x), \quad (5.30)$$

где

$$\xi_{*E3}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (\psi_{*E39} \cos(\alpha_1 \cdot x) + \psi_{*E41} \sin(\alpha_1 \cdot x)); \quad (5.31)$$

$$\xi_{*E4}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (\psi_{*E40} \cos(\alpha_1 \cdot x) + \psi_{*E42} \sin(\alpha_1 \cdot x)); \quad (5.32)$$

$$\lambda_{*E5}(x) = \psi_{*E35} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E33} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E33} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.33)$$

$$\lambda_{*E6}(x) = w_1 \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E36} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E34} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + (\psi_{*E4} \cdot w_1 + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E34}) \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.34)$$

$$\lambda_{*E7}(x) = \psi_{*E37} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E29} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E31} \cdot \psi_{*E28} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E6} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (5.35)$$

$$\lambda_{*E8}(x) = \psi_{*E38} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E30} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E32} \cdot \psi_{*E28} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) - \frac{M_0 \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x)}{2 \cdot \alpha_3^2 EI} + \frac{q}{K_2}, \quad (5.36)$$

где постоянные ψ_{*Ei} определяются по приложению Е.

Если смена жёсткости основания происходит за опорой, а шарнир в месте приложения силы еще не образовался (рисунок 5.1,з), поиск решения ведется с учётом следующих граничных условий:

$$\begin{cases} w_3'(0) = 0, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}; \end{cases} \quad (5.37)$$

$$\begin{cases} w_2(0) = w_3\left(\frac{l_3}{2}\right), \\ w_2'(0) = w_3'\left(\frac{l_3}{2}\right), \\ w_2''(0) = w_3''\left(\frac{l_3}{2}\right), \\ \left[w_3'''\left(\frac{l_3}{2}\right) - w_2'''(0) \right] \cdot AEI = w_2(0) + w_1. \end{cases} \quad (5.38)$$

$$\begin{cases} w_1(0) = w_1, \\ w_1''(0) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_2''(l_2) = \frac{M_1}{EI}, \\ w_2(l_2) = 0. \end{cases} \quad (5.39)$$

Из условия равенства углов поворота сечения на границе первого и второго участков определяется неизвестный момент M_1 .

Упругая линия балки описывается выражениями:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E5}(x) + \xi_{*E6}(x); \quad (5.40)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E9}(x) + \lambda_{*E10}(x); \quad (5.41)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*E11}(x) + \lambda_{*E12}(x), \quad (5.42)$$

где

$$\xi_{*E5}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \psi_{*E61} \cdot \psi_{*E62}; \quad (5.43)$$

$$\xi_{*E6}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (w_1 \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) + \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \psi_{*E61} \cdot \psi_{*E63}); \quad (5.44)$$

$$\lambda_{*E9}(x) = \psi_{*E49} \cdot \psi_{*E62} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E50} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E52} \cdot \psi_{*E62} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E53} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E55} \cdot \psi_{*E62} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E56} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E58} \cdot \psi_{*E62} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E59} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.45)$$

$$\lambda_{*E10}(x) = \psi_{*E49} \cdot \psi_{*E63} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E51} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E52} \cdot \psi_{*E63} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E54} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E55} \cdot \psi_{*E63} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E57} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E58} \cdot \psi_{*E63} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E60} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q}{K_2}; \quad (5.46)$$

$$\lambda_{*E11}(x) = \psi_{*E64} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E46} \cdot \psi_{*E62} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E47} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E6} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (5.47)$$

$$\lambda_{*E12}(x) = \psi_{*E65} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E46} \cdot \psi_{*E63} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E48} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q}{K_2}, \quad (5.48)$$

а постоянные ψ_{*Ei} вычисляются по приложению Е.

Если смена жёсткости основания происходит за опорой и образовался шарнир под силой (рисунок 5.1,о), то граничные условия определяются выражениями (5.27), за исключением левого конца третьей балки, для которого

$$\begin{cases} w_3''(0) = \frac{-M_0}{EI}, \\ w_3'''(0) = \frac{P}{2EI}. \end{cases} \quad (5.49)$$

Уравнения упругой линии имеют следующий вид:

$$w_1(x) = P \cdot \xi_{*E7}(x) + \xi_{*E8}(x); \quad (5.50)$$

$$w_2(x) = P \cdot \lambda_{*E13}(x) + \lambda_{*E14}(x); \quad (5.51)$$

$$w_3(x) = P \cdot \lambda_{*E15}(x) + \lambda_{*E16}(x), \quad (5.52)$$

где

$$\xi_{*E7}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot \sin(\alpha_1 \cdot x) \cdot \psi_{*E61} \cdot \psi_{*E83}; \quad (5.53)$$

$$\xi_{*E8}(x) = e^{-\alpha_1 \cdot x} \cdot (w_1 \cdot \cos(\alpha_1 \cdot x) + \sin(\alpha_1 \cdot x)) \cdot \psi_{*E61} \cdot \psi_{*E84}; \quad (5.54)$$

$$\lambda_{*E13}(x) = \psi_{*E71} \cdot \psi_{*E83} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E72} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E74} \cdot \psi_{*E83} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E75} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E77} \cdot \psi_{*E83} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E78} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E80} \cdot \psi_{*E83} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E81} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x); \quad (5.55)$$

$$\lambda_{*E14}(x) = \psi_{*E71} \cdot \psi_{*E84} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E73} \cdot V_0(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E74} \cdot \psi_{*E84} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E76} \cdot V_1(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E77} \cdot \psi_{*E84} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E79} \cdot V_2(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E80} \cdot \psi_{*E84} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \psi_{*E82} \cdot V_3(\alpha_2 \cdot x) + \frac{q}{K_2}; \quad (5.56)$$

$$\lambda_{*E15}(x) = \psi_{*E85} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E68} \cdot \psi_{*E83} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E69} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E6} \cdot V_3(\alpha_3 \cdot x); \quad (5.57)$$

$$\lambda_{*E16}(x) = \psi_{*E86} \cdot V_0(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E68} \cdot \psi_{*E84} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) + \psi_{*E70} \cdot V_1(\alpha_3 \cdot x) - \frac{M_0}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2} \cdot V_2(\alpha_3 \cdot x) + \frac{q}{K_2}, \quad (5.58)$$

где постоянные ψ_{*Ei} определяются согласно приложению Е.

Последующее увеличение эксплуатационной нагрузки переводит балку в третью стадию, то есть происходит образование внешнего пластического шарнира. Здесь возможна реализация нескольких вариантов в зависимости от податливости упругой опоры A и расстояния от нее до места приложения силы Δ . Внешний нестационарный пластический шарнир возникает в интервале между точкой приложения силы P и опорой, непосредственно на опоре или в точке, находящейся за упругой опорой.

Результаты проведенного анализа представлены на рисунках 5.2 и 5.3.

Из рисунка 5.2 четко видны три зоны деформирования. Рассмотрение характера деформирования балки при $\Delta=0,3$ м показывает, что

– при $A < 10^{-8}$ м/Н опора близка к абсолютно жёсткой, внешний шарнир возникает на опоре и этим определяет зону обрушения;

– при $A = 10^{-8} - 10^{-6}$ м/Н наблюдается переходная зона, где пластический шарнир находится за опорой, то есть зона обрушения постепенно увеличивается, стремясь к размерам зоны обрушения бесконечной безопорной балки;

– при $A = 10^{-6}$ м/Н и более влияние опоры на величину предельной нагрузки и размеры зоны обрушения отсутствует, балка работает как бесконечная и безопорная, в таком случае размер зоны обрушения 0,6 м устанавливается параметрами связи и жёсткостью основания, роль которого исполняет бортовая обшивка.

По мере увеличения расстояния между опорой и силой до $\Delta=0,85$ м характер деформирования балки принципиально не изменяется, но при $\Delta>0,85$ м размеры зоны обрушения становятся меньше, чем расстояние между опорами. То есть шарнир образуется не на опоре, а в пролете между точкой приложения силы и опорой (рисунок 5.1,д,м,п). Размеры зоны обрушения при этом сокращаются до размеров зоны обрушения безопорной бесконечной балки, загруженной сосредоточенной силой.

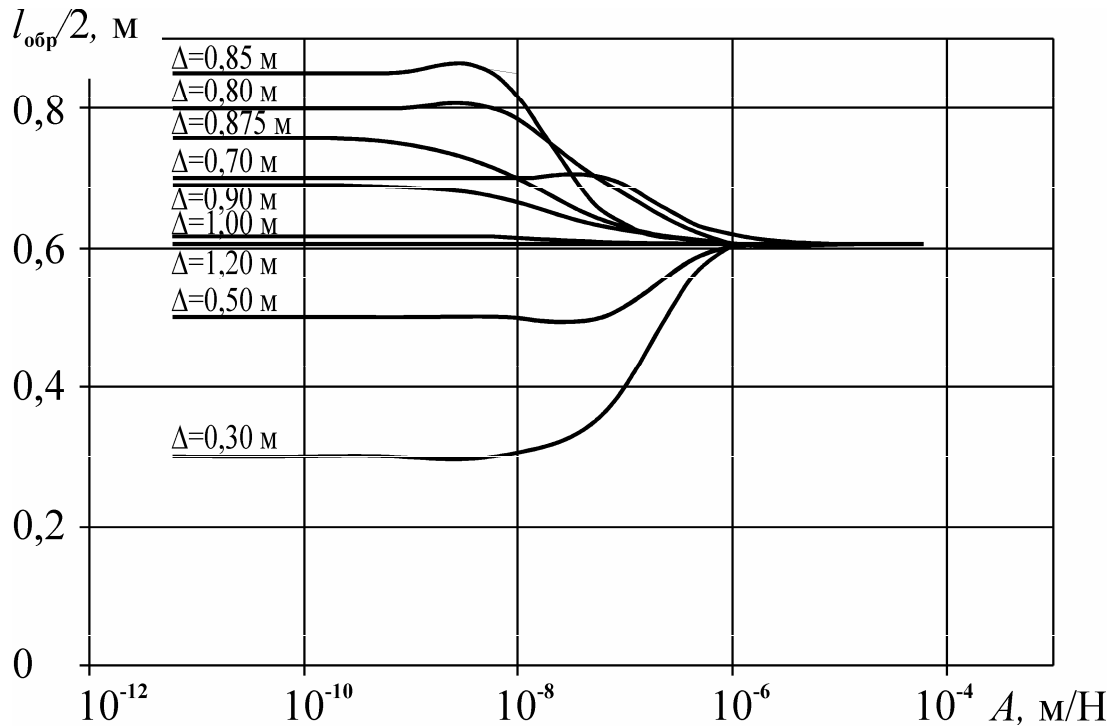


Рисунок 5.2 – Влияние податливости упругой опоры и ее положения на размеры зоны обрушения

Таким образом, при достаточном удалении опоры от точки приложения силы (при $\Delta=1,2$ м и более) опора не оказывает никакого влияния ни на размеры зоны обрушения, ни на величину нагрузки, соответствующей образованию кинематически изменяемого механизма. Влияние опоры на балку отсутствует, как видно из рисунка 5.2, и при достаточно высокой податливости опоры. В реальном перекрытии будет реализовываться та или иная схема деформирования в зависимости от соотношения жёсткостей шпангоутов и бортового стрингера с учётом характеристики их оснований.

На рисунке 5.3,а представлены кривые, показывающие изменение зоны

обрушения балки при вариации жёсткости самой балки и удаления опоры (абсолютно жёсткой) от точки приложения силы.

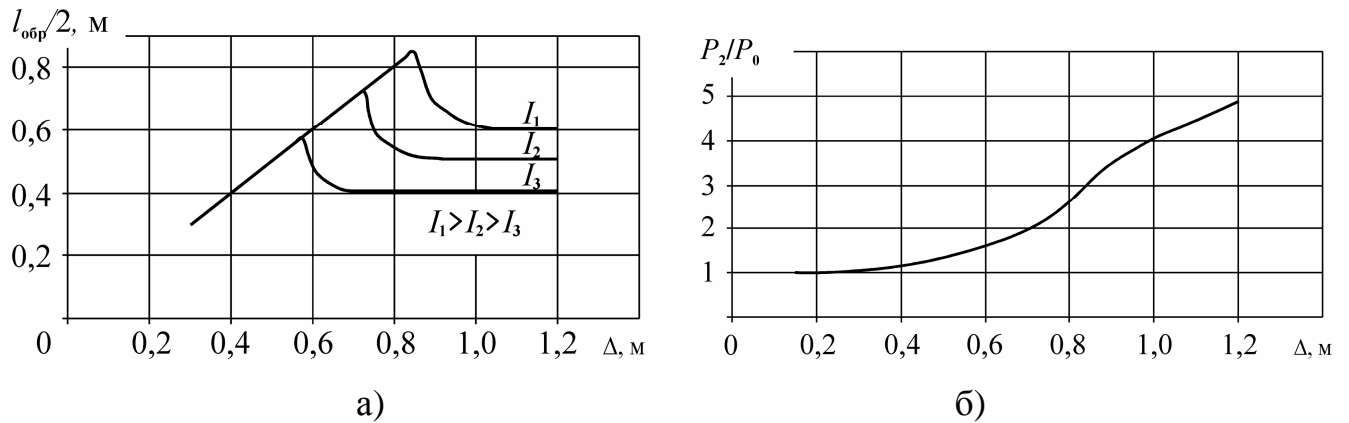


Рисунок 5.3 – Результаты расчёта: а) – влияние жёсткости балки и положения опоры на размеры зоны обрушения; б) – изменение нагрузки при образовании кинематического механизма балки в зависимости от положения опоры

На рисунке 5.3,б представлена нагрузка, соответствующая образованию внешних пластических шарниров P_2 , и отнесенная к результату оценки несущей способности балки по теории предельного равновесия P_0 [341]. Рисунок показывает, что при малых зонах обрушения балки, т.е. когда жёсткие опоры стоят на достаточно небольшом расстоянии друг от друга, имеется определенное совпадение результатов, но такой вариант конструкции неприемлем из-за высокой его металлоемкости и трудоемкости. При реальных величинах Δ , т.е. при $\Delta=0,9-1,2$ м, расхождения в величинах нагрузок доходит почти до 500%, что говорит о целесообразности учёта жёсткости пластин и необходимости осторожного применения теории предельного состояния при оценке несущей способности реальных судовых балок и конструкций [67, 72, 115, 116].

Для описания деформирования шпангоутной ветви бортового перекрытия в запредельном состоянии была разработана методика [145], где процесс деформирования шпангоутной ветви разбивался на ряд стадий в зависимости от характера распределения сил поддержания и положения внешнего нестационарного пластического шарнира. Для упрощения расчёта обрушившиеся звенья шпангоута считались жёсткими и прямолинейными. Обоснованность этого допущения подтверждается небольшими размерами зоны обрушения перекрытия

при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок, установленным экспериментально [63] характером деформаций судовых корпусных конструкций под действием таких нагрузок, а также исследованиями, представленными в [102].

Результаты расчёта [145] свидетельствуют о том, что при больших прогибах перекрестная связь практически не влияет на деформирование локально загруженных шпангоутов, и их поведение определяется действием сил поддержания со стороны бортовой обшивки, а также влиянием продольных сил. Предложенная в [145] методика даёт возможность уточнить роль перекрестных связей в обеспечении прочности локально загруженных шпангоутов в запредельном состоянии, что может быть использовано при проектировании и модернизации корпусов судов для выбора оптимальных размеров связей.

5.2 Уточнённый расчёт бортового стрингера, воспринимающего интенсивную локальную нагрузку

Учёт влияния жёсткости обшивки на несущую способность шпангоута позволяет откорректировать характеристики упруго-пластического основания бортового стрингера, что обеспечит более корректное описание деформационных характеристик локально загруженного стрингера.

Для определения параметров жёсткости упруго-пластического основания к шпангоуту в месте пересечения его с перекрестной связью прикладывают сосредоточенную силу (рассматривается бортовое перекрытие с одной перекрестной связью), затем получают зависимость сила – прогиб вплоть до достижения им состояния пластической струны (достижения продольной силой T предельного значения T_0). Аппроксимировав кривую шпангоута сила – прогиб линейными функциями, можно получить расчётную схему бортового стрингера как бесконечной балки, лежащей на упруго-пластическом основании с переменными характеристиками жёсткости. После образования внешнего нестационарного шарнира в стрингере необходимо провести корректировку параметров жёсткости основания шпангоута, несколько увеличив его

податливость за счет просадки смежных с нагруженным шпангоутов. Полагая, что смежные шпангоуты воспринимают половину внешней нагрузки их просадку в первом приближении принимают равной половине просадки нагруженного шпангоута. Для повышения точности их просадку также можно определить из расчёта стрингера, что представлено на рисунке 5.4, в пунктирными линиями. В момент образования в стрингере внешних нестационарных пластических шарниров необходимо зафиксировать прогиб под шпангоутом, находящимся в месте приложения нагрузки ($w_{центр}$), и под смежным шпангоутом ($w_{бок}$). При определении параметров основания необходимо увеличить прогиб балки-полоски согласно рисунку, т.к. ее опорой является шпангоут. Для простоты имеет смысл рассматривать все балки (шпангоуты и стрингер) бесконечными, поскольку упруго-пластические прогибы балок сосредотачиваются в зоне приложения интенсивной локальной нагрузки [75, 114].

Расчёт бортового стрингера как балки, лежащей на упруго-пластическом основании с переменными характеристиками жёсткости, приведен в [114]. Весь процесс деформирования стрингера разбивается на стадии. Переход из одной стадии деформирования в другую осуществляется в соответствии с гипотезой «мгновенного раскрытия пластических шарниров» (рисунок 5.5). После появления внешних нестационарных пластических шарниров необходимо учитывать продольные силы при дальнейшем увеличении нагрузки.

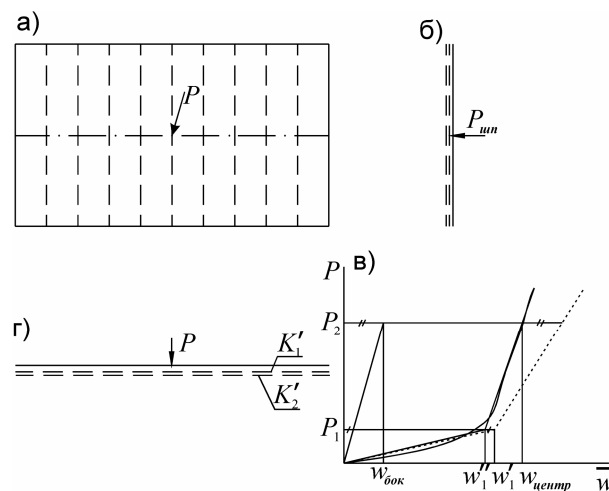


Рисунок 5.4 – Схема определения параметров жёсткости упруго-пластического основания бортового стрингера

Процесс деформирования на первой стадии описывается уравнениями:

$$w(y) = \frac{P}{8\alpha_c^3 EI_c} e^{-\alpha_c y} (\cos \alpha_c y + \sin \alpha_c y); \quad (5.59)$$

$$M(y) = \frac{P}{4\alpha_c} e^{-\alpha_c y} (-\cos \alpha_c y + \sin \alpha_c y); \quad (5.60)$$

$$Q(y) = \frac{P}{2} e^{-\alpha_c y} \cos \alpha_c y. \quad (5.61)$$

Начиная со второй стадии, процесс деформирования разбивается на две ветви. Для первой ветви на второй стадии:

$$w(y) = \frac{P}{4\alpha_c^3 EI_c} e^{-\alpha_c y} \cos \alpha_c y - \frac{M_{0c}}{2\alpha_c^2 EI_c} e^{-\alpha_c y} (\cos \alpha_c y - \sin \alpha_c y); \quad (5.62)$$

$$M(y) = \frac{P}{2\alpha_c} e^{-\alpha_c y} \sin \alpha_c y - M_{0c} e^{-\alpha_c y} (\cos \alpha_c y + \sin \alpha_c y); \quad (5.63)$$

$$Q(y) = \frac{P}{2} e^{-\alpha_c y} [\cos \alpha_c y - \sin \alpha_c y] + 2M_{0c} \alpha_c \cdot e^{-\alpha_c y} \sin \alpha_c y; \quad (5.64)$$

На третьей стадии:

$$w_1(y) = P\xi_{*3}(y) + \xi_{*4}(y); \quad (5.65)$$

$$w_2(y) = P\lambda_{*3}(y) + \lambda_{*4}(y), \quad (5.66)$$

где

$$\xi_{*3}(y) = \xi_{*61c} e^{-\alpha_{1c} y} \sin(\alpha_{1c} y); \quad (5.67)$$

$$\xi_{*4}(y) = w'_1 e^{-\alpha_{1c} y} \cos(\alpha_{1c} y) + \xi_{*62c} e^{-\alpha_{1c} y} \sin(\alpha_{1c} y); \quad (5.68)$$

$$\lambda_{*3}(y) = \lambda_{*41c} V_0(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*51c} V_1(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*31c} V_3(\alpha_c \cdot y); \quad (5.69)$$

$$\lambda_{*4}(y) = \lambda_{*42c} V_0(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*52c} V_1(\alpha_c \cdot y) + D_{2c}^* \cdot V_2(\alpha_c \cdot y) + \frac{q}{K'_2}. \quad (5.70)$$

Соответствующие константы λ_{*ic} и ξ_{*ic} , входящие в эти выражения (значок «с» показывает, что они относятся к стрингеру), определяются по приложению Б, но входящие в них параметры должны быть отнесены не к шпангоуту, а к стрингеру, то есть:

$$\alpha_{1c} = \sqrt[4]{\frac{K'_1}{4 \cdot E \cdot I_c}}; \quad (5.71)$$

$$\alpha_{2c} = \sqrt[4]{\frac{K'_2}{4 \cdot E \cdot I_c}}; \quad (5.72)$$

$$u_c = \frac{L_c}{2} \alpha_{2c}. \tag{5.73}$$

Если процесс деформирования идет по второй ветви, то на второй стадии:

$$w_1(y) = P\xi_{*1}(y) + \xi_{*2}(y); \tag{5.74}$$

$$w_2(y) = P\lambda_{*1}(y) + \lambda_{*2}(y) \tag{5.75}$$

где

$$\xi_{*1}(y) = \xi_{*21c} e^{-\alpha_{1c} y} \sin(\alpha_{1c} y); \tag{5.76}$$

$$\xi_{*2}(y) = w'_1 e^{-\alpha_{1c} y} \cos(\alpha_{1c} y) + \xi_{*22c} e^{-\alpha_{1c} y} \sin(\alpha_{1c} y); \tag{5.77}$$

$$\lambda_{*1}(y) = \lambda_{*01c} V_0(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*21c} V_2(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*31c} V_3(\alpha_c \cdot y); \tag{5.78}$$

$$\lambda_{*2}(y) = \lambda_{*02c} V_0(\alpha_c \cdot y) + \lambda_{*22c} V_2(\alpha_c \cdot y) + \frac{q}{K_2}. \tag{5.79}$$

Константы λ_{*ic} и ξ_{*ic} вычисляются по приложению Б, но подставляются в них параметры стрингера, основанием для которого являются шпангоуты. Третья стадия данной ветви аналогична третьей стадии первой ветви.

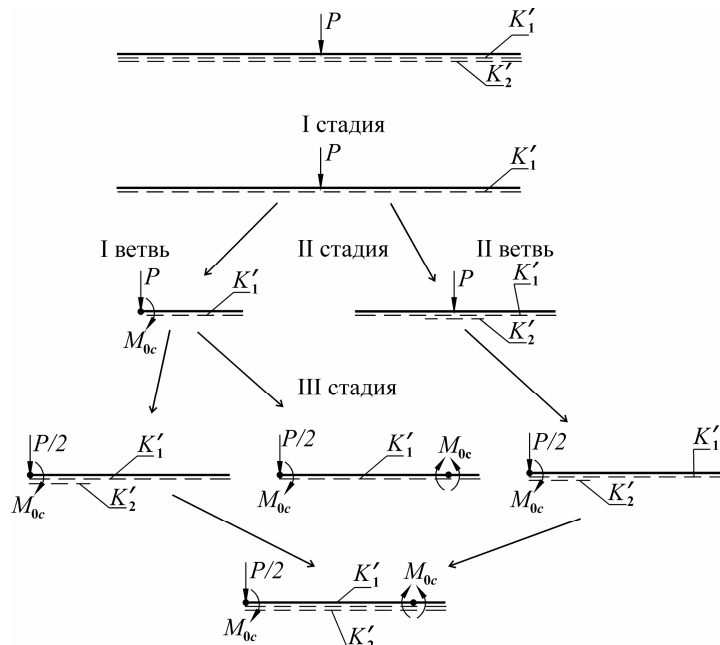


Рисунок 5.5 – Схема деформирования бортового стрингера

Далее рассматривается поведение стрингера после образования трехзвенного механизма, где возможны три стадии деформирования. Величина продольных усилий вычисляется через коэффициент распора стрингера, определяемый в зависимости от зоны обрушения бортового перекрытия (рисунок 5.6,а) по формуле [63]

$$K_{Pc} = \frac{0,08 + 0,6 \frac{2L_c}{l_1}}{1,08 + 0,6 \frac{2L_c}{l_1}}. \quad (5.80)$$

На первой стадии (рисунок 5.6,б) вся обрушившаяся ветвь лежит в пределах прогиба w'_1 , где жёсткость основания характеризуется коэффициентом жёсткости K'_1 . Система уравнений, описывающая поведение обрушившегося звена шпангоута, при приращении нагрузки на ΔP имеет следующий вид:

$$P + \Delta P - K'_1 \cdot y \cdot w(y) - \frac{1}{2} \cdot K'_1 \cdot [w_c - w(y)] \cdot y - \frac{1}{2} K'_1 \cdot \Delta w_c \cdot y = 0; \quad (5.81)$$

$$\Delta w_c = \frac{2 \cdot (P + \Delta P) - 2K'_1 \cdot y \cdot \left[w_c - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \right] - K'_1 \cdot (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \cdot y}{K'_1 \cdot y}; \quad (5.82)$$

$$M_{0c}(T_c) = (P + \Delta P) \cdot \varphi_1(2u_c) - M_{0c}(T_c) \cdot \varphi_{30}(2u_c) - \frac{q_{1c} \cdot y^2}{2} \varphi_2(2u_c) - \frac{q_{2c} \cdot y^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_c, 0) - [w_c + \Delta w_c - w(y)] \cdot T_c; \quad (5.83)$$

$$T_c = E \cdot F_c \cdot K_{Pc} \left[\frac{w_c^2}{2L_c^2} - \sum \theta_i \frac{\partial M_i}{\partial T_c} \right], \quad (5.84)$$

где

$$\begin{cases} u_c = \frac{\beta_c \cdot y}{2}, \\ \beta_c = \sqrt{\frac{T_c}{E \cdot I_c}}; \end{cases} \quad (5.85)$$

$$w(y) = w_c - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c}. \quad (5.86)$$

Соответствующие функции сложного изгиба определяются в соответствии с (4.88)–(4.90) и (4.93). Если боковой шарнир находится на основании K'_1 , а шарнир под силой на основании K'_2 (рисунок 5.7,а), то при приращении нагрузки на ΔP осуществляется вторая стадия деформирования:

$$P + \Delta P - K'_1 \cdot y \cdot w(y) - \frac{1}{2} K'_1 \cdot y \cdot (w_c + \Delta w_c - w(y)) - \frac{1}{2} \cdot (K'_2 - K'_1) \cdot (w_c + \Delta w_c - w'_1) \cdot y \cdot \frac{w_c + \Delta w_c - w'_1}{w_c + \Delta w_c - w(y)} = 0; \quad (5.87)$$

$$\begin{aligned}
 & (\Delta w_c)^2 (-0,5K'_2 y) + \Delta w_c \left[P + \Delta P - \left\{ w_c - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \right\} K'_1 y - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} K'_1 y - (w_c - w'_1) \cdot (K'_2 - K'_1) y \right] + \\
 & (P + \Delta P) (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} - \left\{ w_c - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \right\} K'_1 y (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} - \frac{1}{2} \left[(w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \right]^2 K'_1 y - \\
 & - \frac{1}{2} [w_c - w'_1]^2 (K'_2 - K'_1) y = 0;
 \end{aligned} \tag{5.88}$$

$$\begin{aligned}
 M_{0c}(T_c) &= (P + \Delta P) \cdot \varphi_1(2u_c) - M_{0c}(T_c) \cdot \varphi_{30}(2u_c) - \frac{q_{1c} \cdot y^2}{2} \varphi_2(2u_c) - \frac{q_{2c} \cdot y^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_c, \frac{c_c}{L_c}) - \\
 & - \frac{q_{3c} \cdot y^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_c, 0) - (w_c + \Delta w_c - w(y)) \cdot T_c.
 \end{aligned} \tag{5.89}$$

Если звено полностью лежит на основании жёсткости K'_1 (рисунок 5.7,б), то система уравнений равновесия при приращении нагрузки на ΔP выглядит так:

$$P + \Delta P - K'_1 \cdot y \cdot w'_1 - K'_2 \cdot y \cdot (w(y) - w'_1) - \frac{1}{2} \cdot K'_2 \cdot [w_c + \Delta f_c - w(y)] \cdot y = 0; \tag{5.90}$$

$$\Delta w_c = \frac{2 \cdot (P + \Delta P) - 2K'_1 \cdot y \cdot w'_1 - 2K'_2 \cdot y \cdot (w_c - (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} - w'_1) - \frac{1}{2} \cdot K'_2 \cdot (w_c - w_{\text{внс}}) \cdot \frac{y}{L_c} \cdot y}{K'_2 \cdot y}; \tag{5.91}$$

$$\begin{aligned}
 M_{0c}(T_c) &= (P + \Delta P) \cdot \varphi_1(2u_c) - M_{0c}(T_c) \cdot \varphi_{30}(2u_c) - \frac{q_{1c} \cdot y^2}{2} \varphi_2(2u_c) - \frac{q_{2c} \cdot y^2}{2} \varphi_2(2u_c) - \\
 & - \frac{q_{3c} \cdot y^2}{2} \cdot \varphi_{40}(2u_c, 0) - [w_c + \Delta w_c - w(y)] \cdot T_c.
 \end{aligned} \tag{5.92}$$

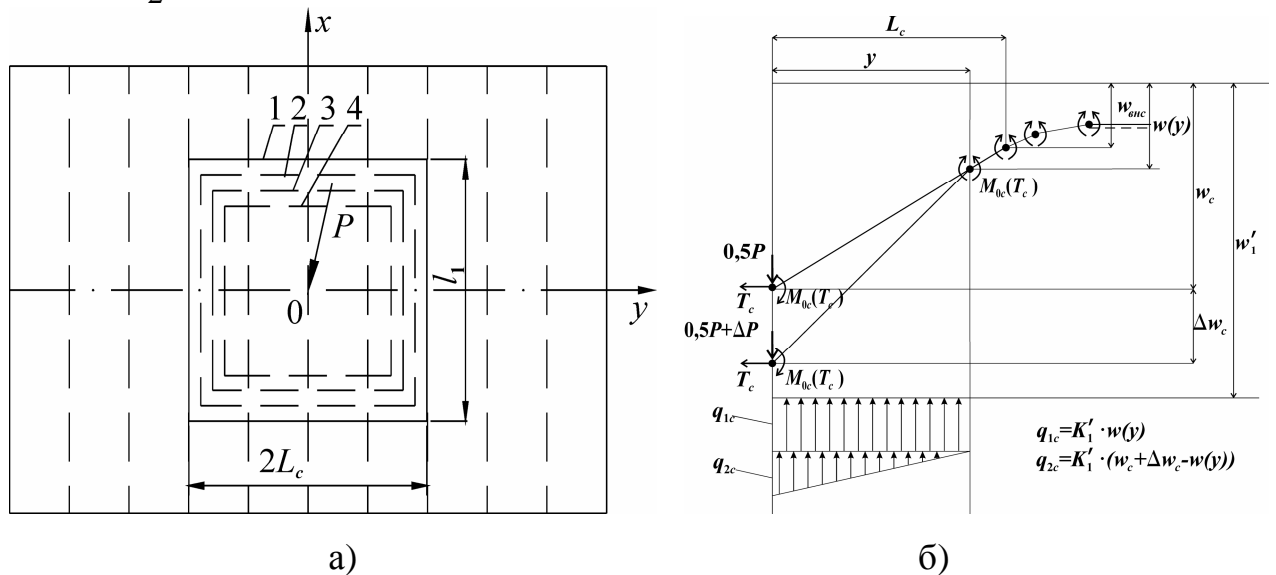


Рисунок 5.6 – Расчёт локально загруженного стрингера: а) – схема обрушения бортового перекрытия; б) – схема деформирования обрушившегося звена стрингера и распределения реакций основания в первой стадии деформирования

Необходимо заметить, что по мере увеличения нагрузки будет наблюдаться движение пластических шарниров как в шпангоутах, так и в стрингере, в

результате чего коэффициент распора стрингера будет непрерывно меняться. В итоге расчёт бортового стрингера, воспринимающего интенсивную локальную эксплуатационную нагрузку, сводится к рассмотрению упруго-пластической балки, лежащей на упруго-пластическом основании с линейным упрочнением.

Следовательно, все приведенные в работе расчётные схемы (учёт сдвиговых эффектов, учёт распределения нагрузки) могут быть применены не только к шпангоутам, но и к стрингерам при выполнении соответствующих преобразований, описанных в настоящем параграфе.

Изложенные выше подходы в совокупности с разработанными в главах 3 и 4 методами расчёта связей бортовых перекрытий в упруго-пластической стадии (так как местная прочность должна регламентироваться с учётом развития упруго-пластических деформаций) позволяют проектировать корпусные конструкции с равнопрочными связями при обеспечении минимальных весовых характеристик.

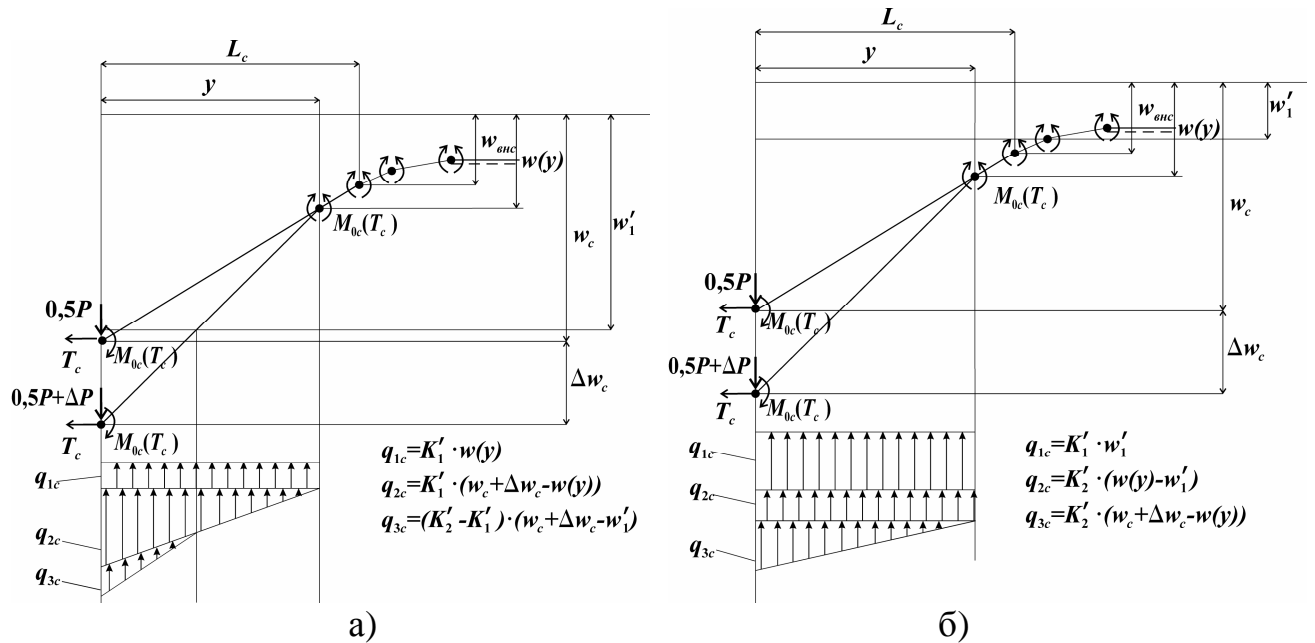


Рисунок 5.7 – Схема деформирования обрушившегося звена стрингера и распределения реакций основания: а) – во второй стадии деформирования; б) – в третьей стадии деформирования

Данная задача связана, главным образом, с распределением металла между обшивкой, составляющей около 60–70% веса перекрытий, и набором перекрытий.

Поскольку место приложения локальной нагрузки не стационарно, а перемещается по полю перекрытия, должна быть обеспечена равнопрочность связей, т.е. удовлетворение прочности одной группы связей при наличии чрезмерных повреждений других проблемы не решает [69]. Очевидно, что излишнее снижение размеров связей снизит амортизационный период корпуса, увеличит его повреждаемость, но одновременно увеличит полезную грузоподъемность и улучшит экономические характеристики судна [164]. Увеличение размеров связей, в свою очередь, влечет за собой снижение эксплуатационных характеристик, но увеличивает его амортизационный срок и т.д. [45, 47, 277]. Отсюда следует, что выбор размеров связей корпуса – оптимизационная задача, которая до сих пор окончательно не решена.

Для примера можно рассмотреть локально загруженное перекрытие с системой балок главного направления (шпангоутов) [322]. Под локальной здесь понимается нагрузка, распределенная на ограниченной площади (не более $1,5 \div 2$ шпации в длину) при ее достаточно высокой интенсивности в зоне контакта (нагрузки от битого льда, швартовой защиты и т.д.). Для простоты введено допущение, что в обоих направлениях перекрытие имеет бесконечные размеры. Подобная идеализация, связанная с ограничением размеров перекрытия, практически не искажает картины деформации, так как под действием интенсивных местных нагрузок развивается сильно локализованные пластические деформации, которые быстро затухают по мере удаления от зоны нагружения. Зато это существенно упрощает рассмотрение характера деформирования связей. Принято также, что локальная нагрузка «бежит» по перекрытию (или по его определенной площади), поочередно нагружая либо пластину, либо ребро жёсткости. Вопрос о действительной зоне локализации эксплуатационных нагрузок достаточно сложен и требует самостоятельного исследования. Внешние нагрузки будем считать статическими, так как время их изменения существенно (в 3 и более раз) [279] превышает период первого тона свободных упругих колебаний конструкции, вследствие чего жёсткость конструкции не влияет на величину нагрузки. Кроме того считается, что стенки набора бортового

перекрытия, воспринимающего интенсивную локально распределенную эксплуатационную нагрузку, не теряют устойчивости и не сминаются, что регламентируется условиями, приведенными, например, в [266, 280, 288].

Для обеспечения равнопрочности связей бортовых перекрытий необходимо последовательно обеспечить прочность их элементов (пластин обшивки, шпангоутов и бортовых стрингеров) под действием расчётных нагрузок [55, 180, 181, 302]. Результаты экспериментальных исследований, приведённых, например, в [58], показывают, что смежные с нагружаемой связью элементы бортового перекрытия практически не деформируются. Это позволяет принять определенные допущения в расчётных схемах при выборе размеров элементов бортовых перекрытий судов. Так, при выборе размеров пластин шпангоуты принимаются за абсолютно недеформируемые, при выборе размеров шпангоутов бортовые стрингера полагаются в виде податливых опор и т.д.

В качестве критерия равнопрочности можно использовать равновероятностную схему разрушения [51, 178, 226] или схему, где внешняя нагрузка приводит к достижению прогибами связей перекрытия нормативных значений. Необходимо рассмотреть ряд шпаций и подобрать соответствующие жёсткости шпангоутов так, чтобы пластины и ребра жёсткости были равнопрочными по отношению к действующей эксплуатационной нагрузке, вычислить для каждой шпации сумму весов обшивки и шпангоутов, приходящуюся на единицу площади перекрытия, и выбрать вариант, обеспечивающий минимальный вес перекрытия.

При использовании равновероятностного критерия равнопрочности исходной информацией для расчётов должны служить параметры внешней эксплуатационной нагрузки (плотность потока внешних нагрузок, распределение интенсивностей нагрузок), срок эксплуатации, а также необходимо задать некоторую нормативную вероятность P_{*H} разрушения элементов конструкции (балок и пластин). Процесс проектирования перекрытия с равнопрочными связями осуществляется в несколько этапов:

1. выбирается ряд шпаций и соответствующих им толщин пластин;
2. определяется профиль шпангоутной ветви;
3. выбирается бортовой стрингер;
4. определяется конструкция, обеспечивающая минимальные весовые характеристики.

На первом этапе задается ряд реальных значений поперечных шпаций и производится выбор толщин пластин. Это можно сделать, зная вероятность их разрушения при достижении некоторой стрелки прогиба, которая определяется вероятностью одновременного наступления двух независимых событий и вычисляется как произведение их вероятностей согласно [63, 68]:

$$P_{*nl} = \int_0^{\infty} \Phi(w) dF_{\xi}(0, t_{\ominus}, w) = \int_0^{\infty} \Phi(w) f_{\xi}(0, t_{\ominus}, w) dw, \quad (5.93)$$

где $F_{\xi}(0, t_{\ominus}, w)$ – вероятность достижения пластиной без начальной погиби некоторой стрелки прогиба w за период эксплуатации t_{\ominus} ;

$\Phi(w)$ – функция распределения разрушающих стрелок прогиба пластин, определяемая в соответствии с параграфом 3.5 настоящей работы.

Как показано в [63, 68], в общем случае для нахождения вероятности достижения пластиной некоторой стрелки прогиба в течение определенного периода эксплуатации может быть использовано эволюционное уравнение А.Н. Колмогорова первого рода применительно к марковскому процессу. Можно также воспользоваться результатами моделирования процесса накопления остаточных прогибов пластин с помощью алгоритма, представленного в параграфе 3.4.

Функция распределения разрушающих стрелок прогиба пластин $\Phi(w)$ в практическом диапазоне изменения коэффициента распора записывается в виде:

$$\begin{aligned} \Phi(w) &= \int_0^{w/a} \varphi(\bar{w}_p) d\bar{w}_p = \\ &= \int_0^{w/a} \frac{1}{(0,022 - 0,3 \cdot K_p) \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[- \frac{\left\{ \bar{w}_p - (1,8 \cdot K_p^2 - 0,81 \cdot K_p + 0,41) \cdot \sin^{1,8} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (2,5 + 1,25 \cdot K_p) \right] \right\}^2}{2 \cdot (0,022 - 0,3 \cdot K_p)^2} \right] d\bar{w}_p, \end{aligned} \quad (5.94)$$

где a – шпация пластины;

w – некоторая стрелка прогиба пластины;

$\varphi(\bar{w}_p)$ – плотность распределения разрушающих стрелок прогиба пластин, которая представлена в параграфе 3.5 настоящей работы.

На втором этапе расчёта производится выбор шпангоутной ветви на основании методик, изложенных в главе 4. При рассмотрении деформирования шпангоутной ветви следует исходить из того, что эффект накопления оказывается в таком случае несущественным, а прогиб вызывается действием некоторой однократной экстремальной нагрузки. Тогда вероятность разрушения балки будет определяться вероятностью наступления двух независимых событий: достижения внешней нагрузкой значения q_{II} и разрушения балки при вызванных этой нагрузкой пластических удлинениях в шарнире.

Максимальные пластические удлинения в шарнире балки (ε_{\max}) определяются в соответствии с [63, 75, 93] и параграфом 4.10 настоящей работы. Уточненные значения максимальных пластических деформаций позволяют более обосновано говорить о резервах прочности конструкции. В итоге на основании данных о плотности вероятности разрушения образцов стали рассматриваемой конструкции в зависимости от степени их пластического деформирования $\psi_{nl}(\varepsilon)$ [69, 165, 305, 351] становится возможным получить вероятность разрушения конструкции:

$$\Psi_{nl}(q) = \int_0^{\varepsilon_{\max}(q)} \psi_{nl}(\varepsilon) d\varepsilon. \quad (5.95)$$

Эта зависимость и выражает вероятностный критерий прочности балочных элементов судового корпуса при их деформировании. Тогда с учётом (5.95) вероятность разрушения шпангоута при действующем потоке внешних нагрузок:

$$P_{*un} = \int_0^{\infty} \Psi(q) dF(q, t_{\text{э}}), \quad (5.96)$$

где $F(q, t_{\text{э}})$ – функция, представляющая вероятность того, что при пуассоновском потоке нагрузок, действующих на бортовое перекрытие, за период эксплуатации $t_{\text{э}}$ максимальная из нагрузок не превысит некоторое фиксированное значение [63].

На третьем этапе осуществляется определение размеров бортового стрингера из условия, что при действии потока эксплуатационных нагрузок вероятность его разрушения $P_{*стр}$ не превысит принятого значения $P_{*Н}$. Для этого бортовой стрингер рассматривается как упруго-пластическая балка, лежащая на упруго-пластическом основании, роль которого выполняют шпангоуты. Так как на втором этапе размеры шпангоутов были выбраны, то характеристики основания стрингера могут быть определены аппроксимацией их зависимостей сила – прогиб, тогда вероятность разрушения стрингера будет определяться по формуле (5.96), на основании чего может быть определена его жёсткость.

Обеспечивая равную вероятность разрушения пластин, шпангоутов и стрингеров, можно сформулировать условие их равнопрочности, т.е.

$$P_{*пл} = P_{*шп} = P_{*стр} = P_{*Н}. \quad (5.97)$$

Влияние стрингера на несущую способность шпангоутов, для которых он является упругой опорой, было рассмотрено в параграфе 5.1 настоящей работы. Из рисунка 5.3,а следует, что при достаточном удалении опоры от места нагружения зона обрушения определяется самой балкой шпангоута, а влияние стрингера на ее несущую способность отсутствует. Если же опора расположена рядом с зоной нагружения, то ее влияние существенно, однако такая конструкция является нетехнологичной и обладает высокой металлоемкостью. Поэтому уместно устанавливать перекрестную связь в районе максимума кривых (рисунок 5.3,а), т.к. при этом наблюдается увеличение зоны деформирования. Это означает, что при восприятии локальной нагрузки в работу включаются более протяженные участки перекрытия, чем при отсутствии перекрестной связи, а металлоемкость перекрытия возрастает незначительно вследствие малого числа перекрестных связей.

Располагая значениями жёсткостей шпангоутов и стрингеров бортового перекрытия, можно построить графическую зависимость, аналогичную приведенной на рисунке 5.3,а, из которой определится оптимальное расстояние между стрингерами или между стрингером и границей перекрытия. Анализ деформирования стрингера на основании из шпангоутов позволяет выбрать

податливость опоры A , после чего деформирование шпангоутной ветви описывается выражениями, приведенными в параграфе 5.1. Размеры зоны обрушения должны находиться из условий, приведенных ниже. Если прогиб шпангоута не превысил значения w_1 , то есть вся балка лежит на основании одной жёсткости, они принимают вид:

$$\left[P \cdot \xi_{*E2}''(x) + \xi_{*E3}''(x) \right] EI = M_0; \quad (5.98)$$

$$\left[P \cdot \lambda_{*E2}''(x) + \lambda_{*E3}''(x) \right] EI = M_0. \quad (5.99)$$

При превышении прогибом значения w_1 , если смена жёсткостей происходит между точкой приложения нагрузки и опорой, необходимо выполнение одного из условий:

$$\left[P \cdot \xi_{*E3}''(x) + \xi_{*E4}''(x) \right] EI = M_0; \quad (5.100)$$

$$\left[P \cdot \lambda_{*E5}''(x) + \lambda_{*E6}''(x) \right] EI = M_0; \quad (5.101)$$

$$\left[P \cdot \lambda_{*E7}''(x) + \lambda_{*E8}''(x) \right] EI = M_0. \quad (5.102)$$

Если же жёсткость основания меняется за опорой, должно выполняться одно из равенств:

$$\left[P \cdot \xi_{*E7}''(x) + \xi_{*E8}''(x) \right] EI = M_0; \quad (5.103)$$

$$\left[P \cdot \lambda_{*E13}''(x) + \lambda_{*E14}''(x) \right] EI = M_0; \quad (5.104)$$

$$\left[P \cdot \lambda_{*E15}''(x) + \lambda_{*E16}''(x) \right] EI = M_0. \quad (5.105)$$

В итоге, для бортового стрингера оказываются известными как требуемый момент инерции, так и место его установки.

На четвертом этапе производится сравнение весовых характеристик полученных бортовых перекрытий и выбирается вариант, обеспечивающий минимальный вес. При незначительном различии в металлоемкости конструкций следует учитывать, что уменьшение шпации перекрытия и увеличение числа перекрестных связей приводит к росту трудоемкости при сборке.

Предложенная методика выбора размеров равнопрочных связей помогает вскрыть дополнительные резервы прочности судовых корпусов, что позволяет

снизить металлоемкость, выбрать размеры связей бортового перекрытия из условия равновероятности их разрушения, и, следовательно, проектировать корпуса судов более легкими, не снижая их надёжности.

5.3 Методика определения жёсткости промежуточного шпангоута при действии локализованной нагрузки

Один из вариантов модернизации бортовых конструкций судов для повышения несущей способности их составных элементов – установка промежуточных шпангоутов. Данный способ является наиболее эффективным для листовых элементов (бортовой обшивки), т.к. уменьшение шпации в 2 раза ведет к уменьшению прогибов в 4 раза [54, 58, 63, 70, 191]. Однако до сих пор отсутствует достаточно строгое обоснование жёсткости устанавливаемых промежуточных шпангоутов, поэтому промежуточные шпангоуты устанавливают такой же жёсткости, как и основные [267]. Установка такого промежуточного шпангоута приведет к тому, что фактическая нагрузка на основной и промежуточный шпангоуты будет равна половине внешней нагрузки, так как прогибы пластин вызываемые интенсивными локально распределенными нагрузками, действующими и на шпангоуты. Если на момент модернизации основной шпангоут не имел прогибов, то жёсткость промежуточного шпангоута для восприятия интенсивной локальной нагрузки может быть выбрана примерно в 2 раза меньшей, чем жёсткость основного шпангоута. В этом случае основной шпангоут будет иметь некоторую избыточную прочность (примерно в 2 раза). (Конечно, в реальной конструкции, где имеется ряд более жёстких и менее жёстких элементов, большую часть нагрузки будут брать на себя основные шпангоуты, поэтому они будут загружены несколько больше, чем промежуточные.) Вот почему вопрос о жёсткости промежуточного шпангоута и о величине нагрузки, воспринимаемой им, представляет собой актуальную задачу для модернизации корпусов судов.

Выбор жёсткости промежуточного шпангоута целесообразно рассмотреть

на примере перекрытия с балками главного направления – шпангоутами без перекрестных связей. Пусть интенсивная локально распределенная нагрузка P , «бегая» по ограниченному району бортового перекрытия, приводит к эксплуатационным повреждениям пластин бортовой обшивки с недопустимыми стрелками прогиба, а основные шпангоуты при этом не повреждаются (1 вариант). Можно считать, что фактическая нагрузка, действующая на основной шпангоут, не превышает нагрузки, соответствующей образованию кинематически изменяемого механизма [37], иначе в шпангоуте появились бы значительные остаточные прогибы. Также принимается, что при установке промежуточного шпангоута фактическая нагрузка, действующая на промежуточный шпангоут, будет в 2 раза ниже (с ошибкой в безопасную сторону), чем нагрузка, соответствующая образованию внешнего нестационарного пластического шарнира в основном шпангоуте. Имеет смысл принять, что относительные пластические удлинения в центральном шарнире под силой не должны превышать 5%, заложенных в нормы дефектации корпусов морских судов. Тогда приложив нагрузку к промежуточному шпангоуту, варьируя жёсткостью промежуточного шпангоута и рассчитывая прогибы, а также максимальные пластические удлинения в шарнире, нетрудно определить искомую жёсткость промежуточного шпангоута. При этом следует учитывать прогибы промежуточного шпангоута под действием такой нагрузки, ограничивая их, например, величиной нормативных значений [269], установленных для пластин обшивки. Так, если нагрузка, соответствующая образованию кинематически изменяемого механизма в основном шпангоуте, равна P_{20} , то расчётная нагрузка на промежуточный будет $\frac{P_{20}}{2}$. При реализации второго варианта, когда основной шпангоут оказывается поврежденным некоторым усилием P , его определение производится по остаточному прогибу основного шпангоута при помощи рисунка 5.8. В этом случае в качестве расчётной нагрузки для промежуточного шпангоута принимается $\frac{P}{2}$. Расчёт выполняется с ошибкой в безопасную сторону, т.к. нагрузка P определяется из предположения, что нагружение основного

шпангоута было однократным. На практике его остаточный прогиб может быть результатом накопления при многократном действии на него интенсивной локальной нагрузки.

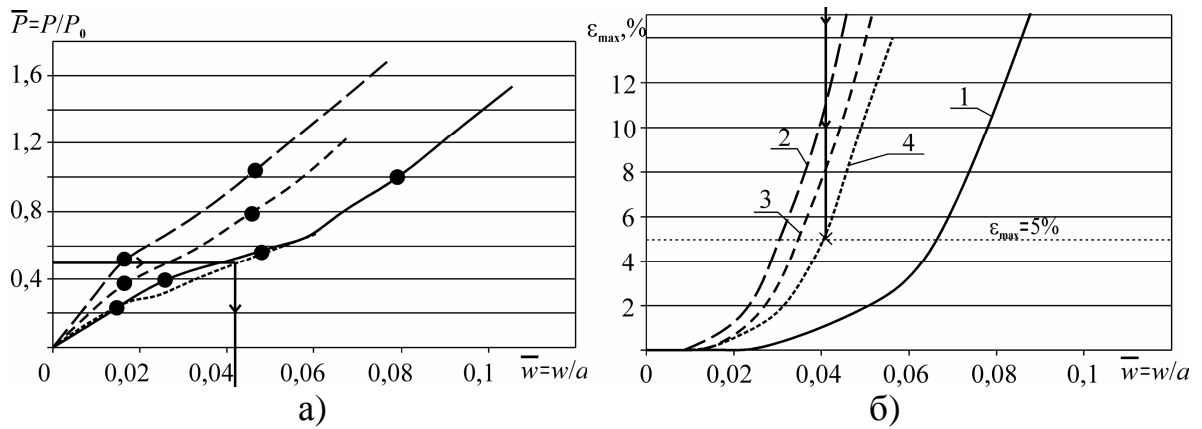


Рисунок 5.8 – Схема выбора жёсткости промежуточного шпангоута: а) – зависимость сила – прогиб для основного и промежуточных шпангоутов различной жёсткости; б) – зависимость максимальных пластических удлинений в центральном шарнире от прогиба шпангоутов

Расчёт основного и промежуточных шпангоутов проводится по методике [117] (глава 4), то есть рассматривается разбиваемый на ряд стадий процесс деформирования упруго-пластической балки на основании с упрочнением. После образования внешнего нестационарного пластического шарнира учёт продольных сил, возникающих в балке, осуществляется в соответствии с [64] и параграфом 4.6. Влияние сдвиговых эффектов учитывается согласно параграфу 4.7 (по достижении перерезывающей силой в шпангоуте предельного значения производится замена его профиля на идеальный, состоящий из двух поясков). Максимальные пластические удлинения в шарнире определяются по [63, 75].

Результаты расчёта приведены на рисунках 5.8 и 5.9. Так, на рисунке 5.8,а дана зависимость сила – прогиб для основного и промежуточных шпангоутов (P_0 – нагрузка, соответствующая образованию внешнего шарнира для основного шпангоута, a – шпация). На рисунке 5.8,б приведены зависимости максимальных относительных пластических удлинений в центральном шарнире от прогиба основного и промежуточных шпангоутов. На рисунке 5.9,а представлена зависимость зоны обрушения промежуточного шпангоута от его жёсткости

(I_0 – момент инерции основного шпангоута). Следует обратить внимание, что зона деформаций сильно локализована даже для жёстких промежуточных шпангоутов (с моментами инерции, равными основному). Это означает, что граничные условия для этих связей могут оказать заметное влияние на процесс их деформирования лишь в том случае, когда нагружение происходит вблизи границ перекрытия, при этом изменится и коэффициент распора для этих связей. В процессе нагружения в средней части перекрытия, например, в районе переменной ватерлинии, что характерно для судов в сложной ледовой обстановке, граничные условия не сказываются на поведении локально загруженных шпангоутов.

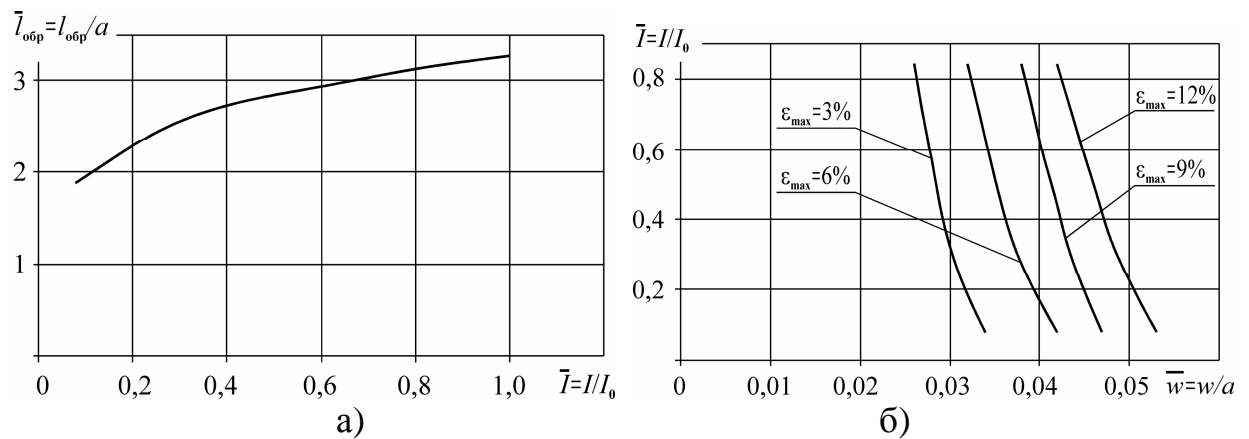


Рисунок 5.9 – Расчётные зависимости: а) – изменение зоны обрушения при вариации жёсткости промежуточного шпангоута; б) – зависимость между прогибом шпангоута и его жёсткостью при определенных удлинениях в центральном шарнире

Зависимость между прогибом шпангоута бортового перекрытия и его жёсткостью при определенных удлинениях в центральном шарнире дана на рисунке 5.9,б, из которого следует, что для того, чтобы удлинения в шарнире промежуточного шпангоута достигли некоторого фиксированного значения, его прогиб должен быть тем меньше, чем выше его жёсткость [120].

Зависимость оптимального момента инерции промежуточного шпангоута от пятна приложения нагрузки к бортовому перекрытию b (см. параграф 4.8) приведена на рисунке 5.10. Она построена на основании графиков, подобных

рисунку 5.8, для различных значений b , причём, удлинения на рисунке 5.10 рассчитаны для случая 30-ти процентного износа связей. По оси ординат для ряда пятен контакта отложены оптимальные (минимальные) моменты инерции промежуточного шпангоута, для которого максимальные относительные удлинения в центральном шарнире не превышают заданного значения (в приведенном случае 3% и 5%). Данная зависимость позволяет выбирать момент инерции промежуточного шпангоута по данным о характере локализации внешней эксплуатационной нагрузки. Для этого из точки оси абсцисс, соответствующей пятну приложения нагрузки, проводится вертикальная прямая до пересечения с соответствующей кривой, тогда проекция точки пересечения на ось ординат дает требуемый момент инерции промежуточного шпангоута. При этом штрихпунктирная кривая на рисунке соответствует минимальному моменту инерции промежуточного шпангоута, при котором прогибы подкрепленных пластин обшивки достигают нормативных значений согласно [269].

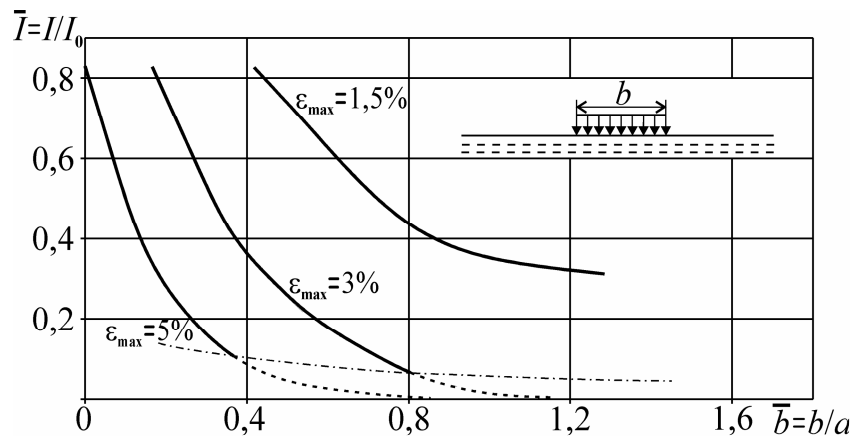


Рисунок 5.10 – Зависимость оптимального момента инерции промежуточного шпангоута от пятна приложения внешней нагрузки при фиксированных удлинениях в центральном шарнире

Следует отметить, что при увеличении размера пятна контакта вдоль шпангоута b сверх некоторого значения реализуется четырехшарнирная схема обрушения шпангоута (см. параграф 4.8), причём все шарниры будут являться нестационарными и сколько-нибудь значительных относительных удлинений материала в них наблюдаться не будет. Поэтому рассмотренный случай образования центрального шарнира в месте приложения нагрузки является

наиболее опасным с точки зрения напряженно-деформированного состояния материала.

Данная методика может быть применена и для модернизации бортовых перекрытий судов с продольной системой набора, имеющих развитую гофрировку пластин, а также при наличии деформаций продольных связей перекрытия.

5.4 Подкрепление балок судового перекрытия за счет создания дополнительного упруго-пластического основания

Традиционная конструкция бортового перекрытия, состоящего из балок главного направления, перекрестных связей и пластин обшивки, обладает существенным недостатком: при действии интенсивных локально распределенных нагрузок (ледовых, нагрузок от кранцев) несущая способность балок нередко оказывается исчерпанной. К тому же, при образовании вмятин может происходить завал набора, что существенно уменьшает несущую способность перекрытия. Для повышения несущей способности балок нередко выполняется увеличение их момента инерции за счет присоединения к балкам дополнительных ребер жёсткости, однако проблема завала набора при этом сохраняется. Для ее решения поверх балок набора устанавливают струны, препятствующие закручиванию балок, но в ряде случаев уместным является использование иного способа подкрепления, обеспечивающего повышение несущей способности балок и предотвращающего их завал [6]. Однако вследствие малой податливости подкрепляющих элементов балка набора поддерживается, в основном, реакциями с их стороны, а силы поддержания со стороны обшивки оказываются незначительными. Настоятельная необходимость подкреплять балки набора появляется, когда в них развиваются большие прогибы, то есть после образования в них кинематически изменяемого механизма. При восприятии интенсивных локальных нагрузок это приводит к перегрузке подкрепляющих элементов и их разрушению при нагрузках, которые существенно меньше вызывающих образование кинематически изменяемого механизма в балке набора,

что снижает несущую способность балок набора и перекрытия в целом.

Поэтому в рамках настоящей работы с использованием расчётных методик, представленных в главе 4, предложены схемы подкрепления судовых перекрытий, лишенные указанных недостатков. Одним из вариантов одновременного включения в работу сил поддержания со стороны подкрепляющих элементов и обшивки является включение в состав подкрепляющих элементов упругих вставок (рисунок 5.11).

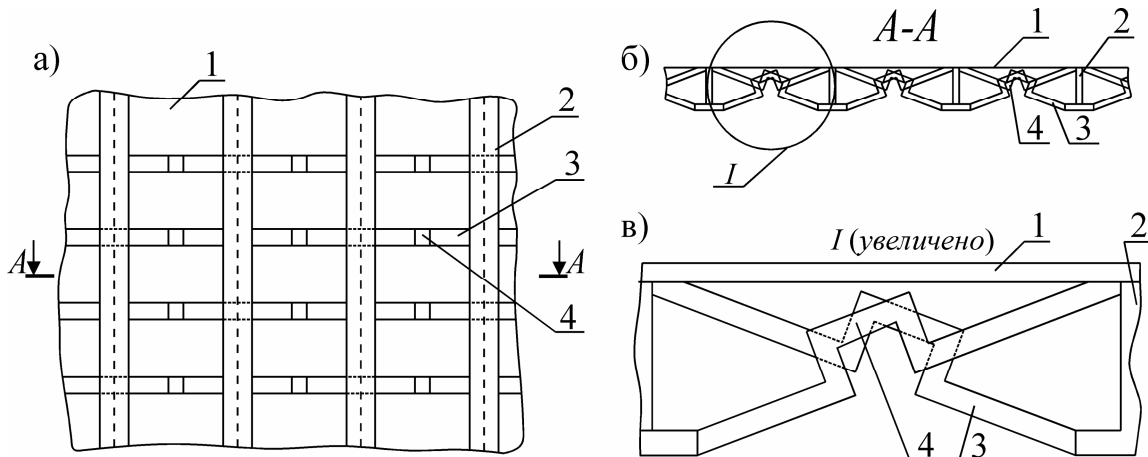


Рисунок 5.11 – Повышение несущей способности балок набора при помощи гофрированных подкрепляющих элементов: а) – общий вид бортового перекрытия; б) – разрез А-А; в) – узел I

Конструкция бортового перекрытия [237] состоит из обшивки 1 с установленными на ней балками набора 2, и содержащих упругие вставки 4 подкрепляющих элементов 3, присоединенных к балкам набора 2.

Бортовое перекрытие работает следующим образом. Внешняя интенсивная локально распределенная нагрузка воспринимается балкой набора 2, лежащей на некотором упруго-пластическом основании, роль которого выполняют обшивка 1 и подкрепляющие элементы 3 с упругими вставками 4, которые могут быть выполнены в виде гофры. Для определения параметров упруго-пластического основания шпангоута выполняется расчёт балки-полоски обшивки в соответствии параграфами 4.4 и 4.5 настоящей работы.

После этого получается зависимость сила – прогиб для подкрепляющего элемента с упругой вставкой, нагруженного сосредоточенной силой (рисунок 5.12). Вместе с тем, с учётом гипотезы «мгновенного раскрытия пластических

шарниров» [63], можно принять, что на первом этапе подкрепляющий элемент работает упруго до достижения изгибающим моментом в упругом элементе предельного значения и образования в нем пластических шарниров.

Как видно из рисунка 5.12:

$$\alpha_{нэ} = \arctg \frac{h}{a}; \quad (5.106)$$

$$l_1 = \frac{h}{\sin \alpha_{нэ}}; \quad (5.107)$$

$$\Delta w = \frac{\Delta I_1}{\sin \alpha_{нэ}}. \quad (5.108)$$

Для определения величины ΔI_1 в упругой стадии может быть использован метод сил. Если число подкрепляющих элементов достаточно велико, то их действие на балку набора может быть представлено не в виде сосредоточенных сил, а как реакции некоторого упруго-пластического основания. При увеличении нагрузки будет происходить деформирование гофры как кинематически изменяемого механизма, а после ее распрямления продольное усилие в подкрепляющем элементе достигает предельного значения и подкрепляющий элемент переходит в стадию пластической струны. Тогда реакции системы подкрепляющих элементов должны определяться с учётом изменения их геометрии с использованием подходов, изложенных в [34].

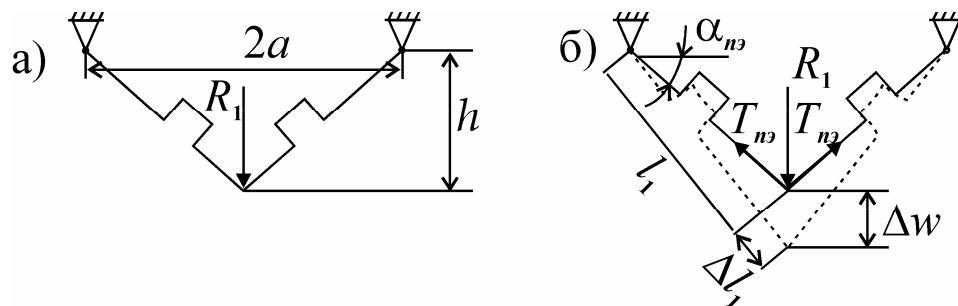


Рисунок 5.12 – Повышение несущей способности шпангоутов при помощи гофрированных подкрепляющих элементов и схема их расчёта

Таким образом, балка набора может рассматриваться как балка, лежащая на упруго-пластическом основании, параметры жёсткости которого соответствуют одновременному действию на балку как сил поддержания со стороны обшивки, так и со стороны подкрепляющих элементов. Расчёт такой балки может быть

выполнен по методикам, изложенным в главе 4. Изменяя параметры устанавливаемых подкрепляющих элементов, можно добиться требуемого повышения несущей способности балок набора. К тому же, предлагаемая конструкция позволяет изменять не только площадь поперечного сечения подкрепляющих элементов и расстояние между ними, но и параметры упругой вставки, что дает возможность создать для балки набора упруго-пластическое основание с такой жёсткостью, которая позволяет одновременно использовать силы поддержания как со стороны подкрепляющих элементов, так и со стороны обшивки. Проведенные исследования показали, что по сравнению с [6] в предлагаемой конструкции подкрепляющие элементы переходят в состояние пластической струны при значительно больших внешних нагрузках, действующих на подкрепленную балку набора.

В качестве примера рассмотрим бортовое перекрытие со шпацией 0,6 м, обшивкой толщиной 11 мм, и балками набора из несимметричного полособульба №20, предел текучести материала 235 МПа. На рисунке 5.13 представлены значения внешней нагрузки на балку набора, соответствующие переходу подкрепляющих элементов конструкции [6] в стадию пластической струны при различных параметрах подкрепляющих элементов. Здесь приняты следующие обозначения: P_0 – нагрузка на балку набора, соответствующая образованию кинематически изменяемого механизма в балке набора при отсутствии подкрепляющих элементов; P_{nl} – нагрузка на балку набора, соответствующая переходу подкрепляющего элемента в стадию пластической струны; $\bar{P}_{nl} = P_{nl} / P_0$ – нагрузка на балку набора, соответствующая переходу подкрепляющего элемента в стадию пластической струны в безразмерном виде; F – площадь поперечного сечения подкрепляющего элемента; b_1 – расстояние между подкрепляющими элементами. Видно, что нагрузка \bar{P}_{nl} составляет всего 0,3–0,8 от значения, соответствующего образованию в неподкрепленной балке кинематического механизма, что существенно снижает резервы прочности конструкции [6], особенно в запредельном состоянии, так как с ростом пластических удлинений в

подкрепляющих элементах растет риск их разрушения. Вместе с тем, в предлагаемой конструкции с параметрами подкрепляющих элементов, соответствующими рисунку 5.13, и упругим элементом в виде гофры с длиной 0,03 м и высотой 0,03 м при нагрузке P_0 на балку набора происходит деформирование гофры и продольные усилия в подкрепляющем элементе не достигают предельного значения. Варьируя значениями высоты и длины гофры, (упругой вставки) представляется возможным создавать для балки основания с характеристиками жёсткости в широком диапазоне.

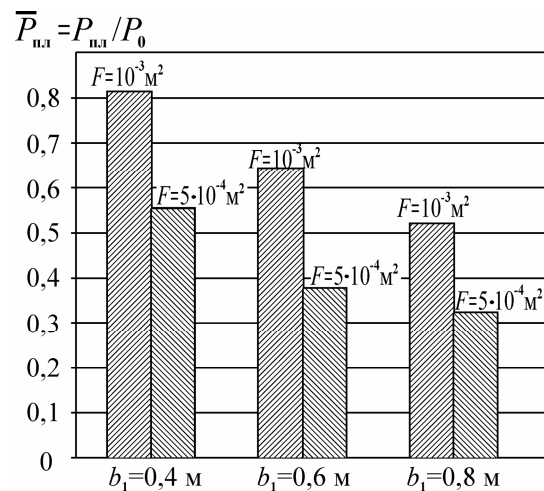


Рисунок 5.13 – Нагрузка, соответствующая переходу подкрепляющих элементов в состояние пластической струны при отсутствии упругих вставок

Для повышения эффективности схемы подкрепления на полки балок набора также может быть установлен упругий брус и полоса [236], причём, подкрепляющие элементы следует прикреплять к полосе на балке набора и основаниям стенок смежных балок набора (рисунок 5.14). Здесь: 1 – обшивка; 2 – балка набора; 3 – подкрепляющий элемент; 4 – упругий брус; 5 – полоса.

В данном техническом решении [133] балки набора, на которые действует эксплуатационная нагрузка, поддерживаются реакциями со стороны обшивки и упругого бруса, лежащего на полосе, соединенной с подкрепляющими элементами, благодаря чему нагрузка, которую шпангоут может воспринять до образования в нем кинематически изменяемого механизма, повышается по сравнению с конструкцией [6], а уровень напряжений в подкрепляющих элементах снижается.

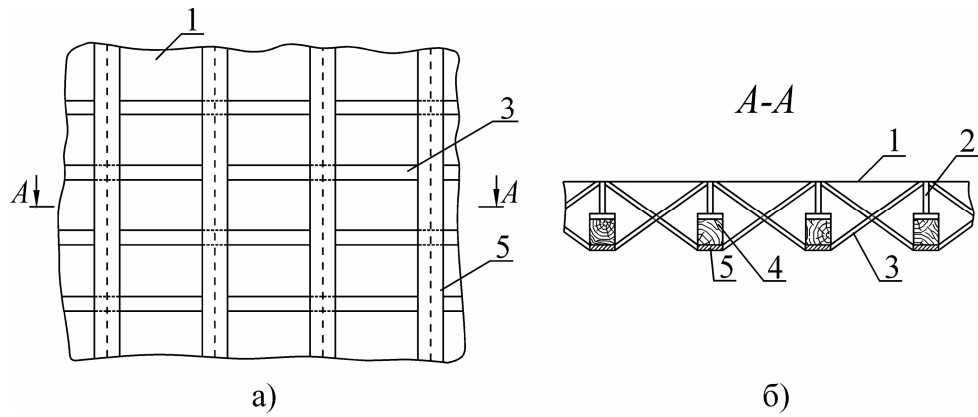


Рисунок 5.14 – Повышение несущей способности балок набора при помощи упругого бруса и подкрепляющих элементов: а) – общий вид бортового перекрытия; б) – сечение А-А

Бортовое перекрытие работает следующим образом. Внешняя интенсивная локально распределенная нагрузка воспринимается балкой набора 2, лежащей на некотором упруго-пластическом основании, роль которого выполняют обшивка 1, подкрепляющие элементы 3 и упругий брус 4. Для определения параметров упруго-пластического основания балки набора выполняется расчёт балки-полоски обшивки в соответствии с параграфами 4.4 и 4.5 настоящей работы. Затем получается зависимость сила – прогиб для нагруженных сосредоточенной силой подкрепляющих элементов. Если количество таких элементов достаточно велико, то их действие на балку набора может быть представлено не в виде сосредоточенных сил, а как реакции некоторого упруго-пластического основания. Исходя из геометрии конструкции, можно записать:

$$\alpha_{нэ} = \arctg \frac{(h + h_{нэ})}{a}, \quad (5.109)$$

где h – высота балки набора, м;

$\alpha_{нэ}$ – угол наклона подкрепляющего элемента, м;

$h_{нэ}$ – высота бруса, м;

a – шпация перекрытия, м.

Удлинение подкрепляющего элемента определится из выражения

$$\Delta l_1 = \frac{l_1 \cdot T_{нэ}}{E \cdot F} = \frac{(h + h_{нэ}) \cdot T_{нэ}}{E \cdot F \cdot \sin \alpha_{нэ}}, \quad (5.110)$$

где l_1 – длина подкрепляющего элемента в недеформированном состоянии, м;
 F – площадь поперечного сечения подкрепляющего элемента, м²;
 $T_{nэ}$ – продольное усилие в подкрепляющем элементе, Н;
 E – модуль упругости первого рода, Па.

Подробно методика расчёта рассмотрена в параграфе 5.8 применительно к подкреплению пластин. Так как подкрепляющие элементы установлены на расстоянии b_1 один от другого, то можно считать, что брус лежит на некотором упругом основании, жёсткость которого K_2

$$K_2 = \frac{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^3 \alpha_{nэ}}{(h + h_{nэ}) \cdot b_1} = \frac{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^3 \arctg \frac{(h + h_{nэ})}{a}}{(h + h_{nэ}) \cdot b_1}. \quad (5.111)$$

Далее определяется коэффициент жёсткости основания, создаваемого упругим брусом, и согласно [20] и параграфу 5.8 настоящей работы, вычисляется интегральная жёсткость основания, создаваемого подкрепляющими элементами и упругим брусом. В итоге, балка набора может рассматриваться как балка, лежащая на упруго-пластическом основании, параметры жёсткости которого соответствуют одновременному действию на балку сил поддержания со стороны обшивки и основания с некоторой интегральной жёсткостью, роль которого выполняют подкрепляющие элементы и упругий брус. Изменяя параметры устанавливаемых подкрепляющих элементов и упругого бруса можно добиться требуемого повышения несущей способности балок набора (рисунок 5.15).

Анализ показывает, что в предлагаемой конструкции несущая способность балок набора выше, чем в [6], что обусловлено одновременным использованием сил поддержания как подкрепляющих элементов с упругим брусом, так и пластин обшивки. На рисунке 5.15 приведены кривые, соответствующие несущей способности балок набора, подкрепленных по [6] (кривая «Б») и предлагаемой конструкции (кривая «А»). Здесь: P_{20} – нагрузка, соответствующая образованию кинематически изменяемого механизма в балке набора без установки подкрепляющих элементов; P_2 – нагрузка, соответствующая образованию

кинематически изменяемого механизма в балке набора после установки подкрепляющих элементов; a – поперечная шпация перекрытия; b_1 – расстояние между подкрепляющими элементами.

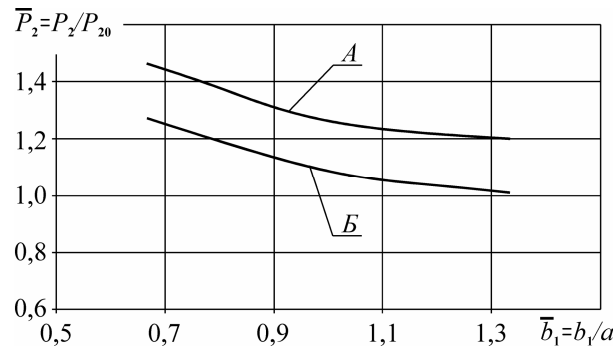


Рисунок 5.15 – Кривые несущей способности подкрепленных балок набора

Представленные кривые, построенные для подкрепляющих элементов с площадью поперечного сечения $0,001 \text{ м}^2$ и упругого бруса сечением $0,06 \text{ м} \times 0,06 \text{ м}$ при поперечной шпации перекрытия $a = 0,6 \text{ м}$, показывают, что несущая способность балок набора в предлагаемой конструкции выше на 20%, чем в [6]. Кроме того, использование упругого бруса позволяет избежать перегрузки и разрушения подкрепляющих элементов, так как материал и сечение бруса могут быть подобраны таким образом, чтобы течение его материала начиналось раньше, чем продольное усилие в подкрепляющих элементах достигнет предельного значения.

Разработанная в главе 4 методика позволяет оценить степень снижения риска разрушения конструкции при реализации предложенной схемы подкрепления. На рисунке 5.16 даны зависимости максимальных пластических удлинений ε_{\max} для конструкции до (кривая 1) и после установки подкреплений (кривая 2) от величины нагрузки, где по оси абсцисс отложено отношение внешней нагрузки P к нагрузке P_{20} , соответствующей превращению неподкрепленной балки в кинематически изменяемый механизм. Там же представлена плотность распределения пластических удлинений материала балки при разрушении $\psi_{nl}(\varepsilon)$. Как показывает рисунок, при одной и той же нагрузке максимальные пластические удлинения и, соответственно, вероятность

разрушения балочных элементов бортового перекрытия существенно снижаются. Вероятность разрушения балки судового корпуса $P_*(\bar{P}_{BH})$ при действии нагрузки величиной \bar{P}_{BH} можно определить по формуле

$$P_*(\bar{P}_{BH}) = \int_0^{\varepsilon_{\max}(\bar{P}_{BH})} \psi_{nl}(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (5.112)$$

где $\psi_{nl}(\varepsilon)$ – плотность распределения пластических удлинений материала образца при разрушении, определяемая экспериментально, и представленная, например, в [305, 351];

$\varepsilon_{\max}(\bar{P}_{BH})$ – максимальные пластические удлинения в материале балки при действии нагрузки величиной \bar{P}_{BH} .

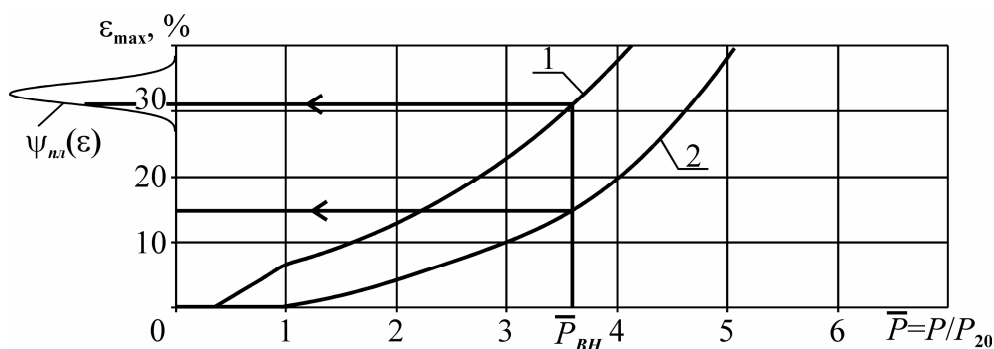


Рисунок 5.16 – Схема оценки снижения вероятности разрушения при подкреплении конструкции

Расчёт по формуле (5.112) показывает, что вероятность разрушения конструкции под действием нагрузки \bar{P}_{BH} в результате установки подкреплений снижается с 21% до величины порядка $5 \cdot 10^{-27}$ %.

Предложенные в главе 4 подходы также позволяют оценить степень снижения вероятности разрушения конструкции при реализации схемы подкрепления при действии локально распределённых эксплуатационных нагрузок, носящих случайный характер. В первом приближении можно принять, что интенсивность локальных эксплуатационных нагрузок распределена по экспоненциальному закону с параметром экспоненциального распределения λ_p [142], что подтверждается результатами имитационного моделирования и данными замеров, полученными в ходе натурных испытаний. Внешние нагрузки целесообразно привести к безразмерному виду $\bar{P} = P/P_{20}$ и обозначить плотность

распределения их интенсивности $f(x)$, а её функцию распределения $F(x)$. Также уместно принять согласно [63], что действующие нагрузки образуют пуассоновский поток с интенсивностью μ_p .

Как было показано выше, вероятность разрушения балок бортового перекрытия при действии нагрузки \bar{P} можно оценить по формуле

$$\Psi_{nl}(\bar{P}) = \int_0^{\varepsilon_{\max}(\bar{P})} \psi_{nl}(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (5.113)$$

где зависимости $\varepsilon_{\max}(\bar{P})$ представлены на рисунке 5.16.

В соответствии с [63], вероятность того, что при пуассоновском потоке нагрузок с интенсивностью μ_p на отрезке времени $[0, t_{\text{э}}]$ максимальная из нагрузок не превысит некоторое значение q_{Π}

$$F(q_{\Pi}, t_{\text{э}}) = P\{\max q \langle q_{\Pi} \text{ на } [0, t_{\text{э}}] \rangle = \exp\{-\mu_p t_{\text{э}} [1 - F(q_{\Pi})]\}. \quad (5.114)$$

Поэтому вероятность разрушения конструкции в процессе эксплуатации при действии случайных нагрузок с указанными выше характеристиками распределения может быть определена по формуле

$$\begin{aligned} P_* &= \int_0^{\infty} \Psi_{nl}(\bar{P}) dF(\bar{P}, t_{\text{э}}) = \mu_p \cdot t_{\text{э}} \cdot \int_0^{\infty} \Psi_{nl}(\bar{P}) f(\bar{P}) \cdot \exp[-\mu_p \cdot t_{\text{э}} (1 - F(\bar{P}))] d\bar{P} = \\ &= \mu_p \cdot t_{\text{э}} \cdot \lambda_p \cdot \int_0^{\infty} \Psi_{nl}(\bar{P}) \cdot \exp(-\lambda_p \cdot \bar{P}) \cdot \exp[-\mu_p \cdot t_{\text{э}} \cdot \exp(-\lambda_p \cdot \bar{P})] d\bar{P}. \end{aligned} \quad (5.115)$$

В частности, если параметр экспоненциального распределения $\lambda_p = 2$, а интенсивность пуассоновского потока нагрузок $\mu_p = 10 \text{ год}^{-1}$, то при периоде эксплуатации судна $t_{\text{э}} = 5$ лет вероятность разрушения конструкции при её подкреплении снижается почти на порядок. Зависимость (1.1) позволяет оценить и степень снижения риска разрушения конструкции.

5.5 Бесстрингерная система набора бортового перекрытия

Традиционно бортовые перекрытия судов состоят только из балок главного направления или из балок главного направления и идущих перпендикулярно им

перекрестных связей [27]. В первом случае существенным недостатком конструкции является малая прочность и завал набора при восприятии интенсивных локальных нагрузок – основной причины повреждений. Завал набора устраняется установкой струн поверх него [206], причём струна устанавливается в средней части пролета шпангоутов, где отклонение набора является максимальным, когда выполняется условие

$$\frac{d_{\sigma}}{h} \leq 0,14, \quad (5.116)$$

где d_{σ} – отклонение балки от первоначальной плоскости;

h – высота балки.

Но это не позволяет достичь достаточной прочности перекрытия при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок, вследствие чего прогибы в зоне обрушения и максимальные пластические удлинения крайних фибр балок главного направления превышают нормативные ограничения. Для повышения несущей способности балок главного направления устанавливаются перекрестные связи (бортовые стрингеры), но и тогда несущая способность перекрытия нередко оказывается исчерпанной при восприятии интенсивных локальных нагрузок, так как зона обрушения может локализоваться между стрингерами (см. параграф 5.1) и сопровождаться завалом набора. Другим недостатком данной конструкции является то, что установка перекрестных связей сопряжена со значительными трудозатратами из-за необходимости выполнения большого числа вырезов в перекрестной связи и перевязки кичными соединениями балок главного направления и перекрестных связей.

Снизить трудоемкость изготовления судовых бортовых перекрытий можно за счет отказа от установки бортовых стрингеров: существенная экономия получится за счет исключения работ по подгонке элементов бортового стрингера и выполнения конструктивной связи его с балками главного направления. Для повышения несущей способности вместо стрингеров целесообразно поверх шпангоутов с определенным интервалом установить систему струн (рисунок 5.17, где 1 – пластина обшивки; 2 – балки главного направления (шпангоуты); 3 –

струны), приварив их к полкам шпангоутов, причем площадь поперечного сечения струн и расстояние между ними должны определяться по соответствующим формулам [139, 234]. Тогда за счет поддержания обрушившихся звеньев шпангоутов дополнительными реактивными силами, действующими на определенном расстоянии друг от друга в зоне предполагаемого нагружения, можно достичь повышения несущей способности перекрытия при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок и ограничения относительных пластических деформаций локально загруженных шпангоутов.

В предлагаемом техническом решении шпангоуты, на которые действует эксплуатационная нагрузка, поддерживаются реакциями системы струн (рисунок 5.18,а), благодаря чему нагрузка, которую шпангоут может воспринять до образования в нем кинематически изменяемого механизма, повышается по сравнению с традиционной регистровой конструкцией, а прогибы шпангоутов и максимальные пластические удлинения в шарнире могут быть ограничены нормативными значениями. Параметры устанавливаемых струн должны определяться из рассмотрения деформирования обрушившегося звена шпангоута. Пусть $l_{обр}$ – размеры зоны обрушения шпангоута как безопорной балки, лежащей на многослойном основании [117, 121]; b_1 – расстояние между стрингерами или струнами; P_2 – нагрузка, соответствующая образованию кинематически изменяемого механизма в балке; P_0 – нагрузка, вызывающая образование кинематически изменяемого механизма в безопорной балке. После превращения безопорной балки в кинематически изменяемый механизм (рисунок 5.18,б), из условия равновесия звена получается:

$$\frac{P_0}{4} - \frac{2M_0}{l_{обр}} = \frac{w_{\max} \cdot K \cdot l_{обр}}{12}, \quad (5.117)$$

где q_{\max} и w_{\max} – максимальная реакция основания и максимальный прогиб для шпангоута как безопорной балки, лежащей на многослойном упруго-пластическом основании, при образовании кинематически изменяемого

механизма;

K – осредненный коэффициент жёсткости основания шпангоута, определенный как $K = \frac{q_{\max}}{w_{\max}}$.

Пусть для подкрепления шпангоутов на их полках установлена система струн, причём, на зону обрушения $l_{обр}$ приходится n струн. Тогда расстояние между ними b_1 может быть определено по формуле

$$b_1 = \frac{l_{обр}}{n-1}, \quad (5.118)$$

где n – число струн, приходящихся на зону обрушения балки, ограниченную внешними пластическими шарнирами;

b_1 – расстояние между струнами.

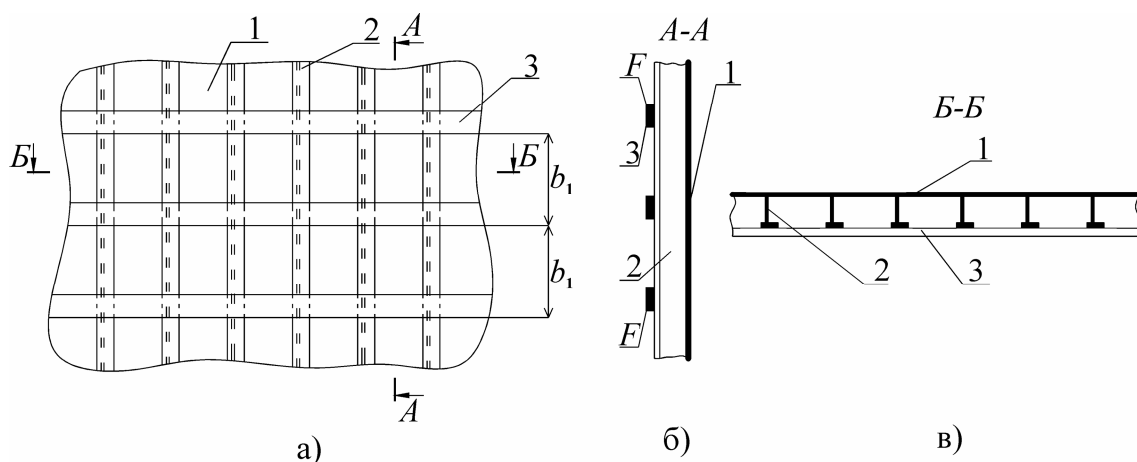


Рисунок 5.17 – Схема подкрепления шпангоутов при помощи системы струн: а)– общий вид бортового перекрытия; б)– разрез А-А; в)– разрез Б-Б

Минимальное количество струн, приходящихся на зону обрушения, составляет три струны, т.е. $n = 3$, при условии, что две из них расположены на краях зоны обрушения, а третья – в месте приложения нагрузки (ей соответствует реакция R на рисунке 5.18,в). Последовательно увеличивая количество струн в зоне обрушения при их равномерном распределении по длине зоны обрушения, становится возможным определить площадь сечения струн, исходя из их количества, приходящегося на зону обрушения. При этом полагается, что после установки системы струн прогиб звена шпангоута будет равен нормативному

прогибу w_0 , а работа струн осуществляется в пластической стадии, когда обеспечивается максимальная несущая способность обрушившегося звена. Тогда реакция R , которая действует на шпангоут со стороны струны, установленной в середине зоны обрушения, может быть определена по формуле

$$R = \frac{2 \cdot w_0 \cdot T_0}{a}, \quad (5.119)$$

где a – поперечная шпация перекрытия;

w_0 – нормативный прогиб шпангоута;

$T_0 = \sigma_T \cdot F$ – предельное значение продольной силы в струне;

F – площадь поперечного сечения струны.

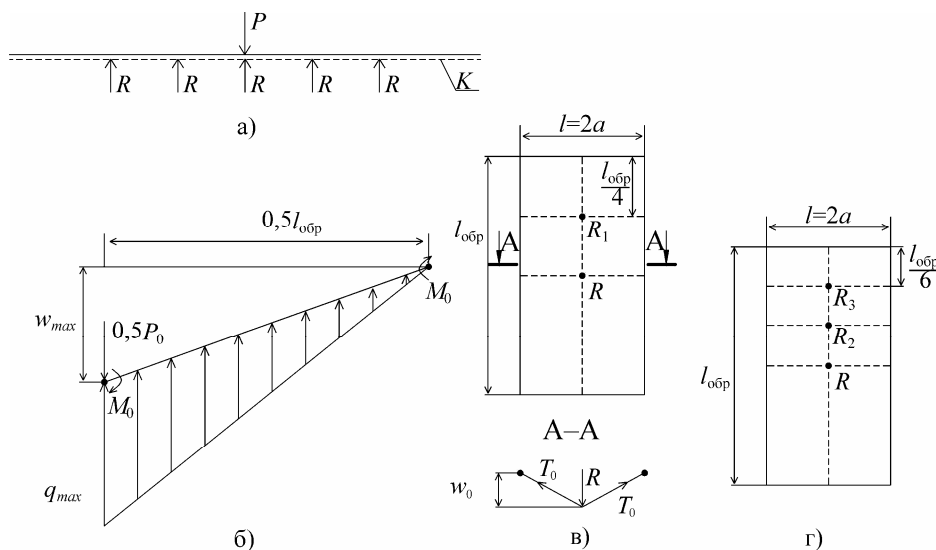


Рисунок 5.18 – Силовые факторы, действующие на обрушившееся звено шпангоута

Условие равновесия звена шпангоута можно записать в виде

$$\frac{P_0}{4} - \frac{2M_0}{l_{обр}} = \frac{w_0 \cdot K \cdot l_{обр}}{12} + \frac{w_0 \cdot T_0}{2 \cdot a} = \frac{w_0 \cdot K \cdot l_{обр}}{12} + C_3 \cdot \frac{w_0 \cdot T_0}{a}, \quad (5.120)$$

где C_n – коэффициент, зависящий от количества струн n , приходящихся на зону обрушения, в данном случае для трех струн $C_3 = 0,5$.

Учитывая (5.117), можно записать

$$\frac{w_{\max} \cdot K \cdot l_{обр}}{12} = \frac{w_0 \cdot K \cdot l_{обр}}{12} + C_3 \cdot \frac{w_0 \cdot T_0}{a}, \quad (5.121)$$

откуда после преобразования получается

$$C_3 \cdot \frac{w_0 \cdot \sigma_T \cdot F}{a} = \frac{(w_{\max} - w_0) \cdot K \cdot l_{\text{обр}}}{12}, \quad (5.122)$$

или

$$F = \frac{\Delta w \cdot K \cdot a \cdot l_{\text{обр}}}{12 \cdot w_0 \cdot \sigma_T \cdot C_3}, \quad (5.123)$$

где $\Delta w = w_{\max} - w_0$ — разность между прогибом неподкрепленной балки и нормативным прогибом.

Если на зону обрушения приходится пять струн ($n = 5$), то на звено шпангоута дополнительно будет действовать реакция R_1 (рисунок 5.18,в), которая может быть определена по формуле

$$R_1 = \frac{w_0 \cdot T_0}{a}. \quad (5.124)$$

Условие равновесия звена

$$\frac{P_0}{4} - \frac{2M_0}{l_{\text{обр}}} = \frac{w_0 \cdot K \cdot l_{\text{обр}}}{12} + \frac{w_0 \cdot T_0}{a} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \right), \quad (5.125)$$

откуда с учётом (5.117)

$$F = \frac{\Delta w \cdot K \cdot a \cdot l_{\text{обр}}}{12 \cdot w_0 \cdot \sigma_T \cdot C_5}, \quad (5.126)$$

где $C_5 = \frac{3}{4}$ — коэффициент, соответствующий установке пяти струн на протяжении зоны обрушения.

Когда установлены семь струн ($n = 7$), на звено будут дополнительно действовать реакции R_2 и R_3 (рисунок 5.18,г), определяемые из выражений

$$R_2 = \frac{3 \cdot w_0 \cdot T_0}{2 \cdot a}; \quad (5.127)$$

$$R_3 = \frac{w_0 \cdot T_0}{2 \cdot a}. \quad (5.128)$$

Значения коэффициента C_n для такого и некоторых других случаев приведены в таблице 5.1.

В общем случае площадь поперечного сечения струны должна определяться по формуле

$$F = \frac{\Delta w \cdot K \cdot a \cdot l_{обп}}{12 \cdot w_0 \cdot \sigma_T \cdot C_n}, \quad (5.129)$$

причем C_n надо выбирать в соответствии с таблицей 5.1.

Таблица 5.1. Изменение коэффициента C_n в зависимости от числа струн

n	3	5	6	7	8	9
C_n	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{5}$	$\frac{19}{18}$	$\frac{56}{49}$	$\frac{11}{8}$

После установки системы струн шпангоуты поддерживаются как реакциями со стороны обшивки, так и реакциями, возникающими в точках их пересечения со струнами, что существенно увеличивает несущую способность шпангоутов. Оценка несущей способности локально загруженных элементов конструкции выполнена с учётом развитых упруго-пластических деформаций, так как концепция нормирования местной прочности [279] допускает развитие ограниченных пластических деформаций. При этом прогибы балок в зоне обрушения становятся весьма значительными, что делает необходимым учёт сил реакций взаимодействия обрушившихся балок и пластин, выполняющих роль некоторого упруго-пластического основания, поддерживающего обрушившиеся звенья конструкции [117]. Результаты расчёта представлены на рисунке 5.19 (кривая I) и соответствует несущей способности локально загруженной шпангоутной ветви бортового перекрытия со стрингерами с нагрузкой, приложенной в середине пролета шпангоута между стрингерами. Перемещая опору шпангоута, роль которой выполняет бортовой стрингер, и прикладывая интенсивную локальную нагрузку в середине пролета между стрингерами, можно получить изменение несущей способности шпангоутной ветви между стрингерами. Точка Д на кривой I соответствует несущей способности бортового перекрытия, набранного по Правилам Морского Регистра Судоходства для ледовой категории Arc4.

Прямая линия II на рисунке 5.19 соответствует несущей способности локально загруженной безопорной балки главного направления 2, лежащей на

бортовой обшивке 1, для той же конструкции бортового перекрытия судна водоизмещением 543 т. ледовой категории Arc4, но без стрингеров.

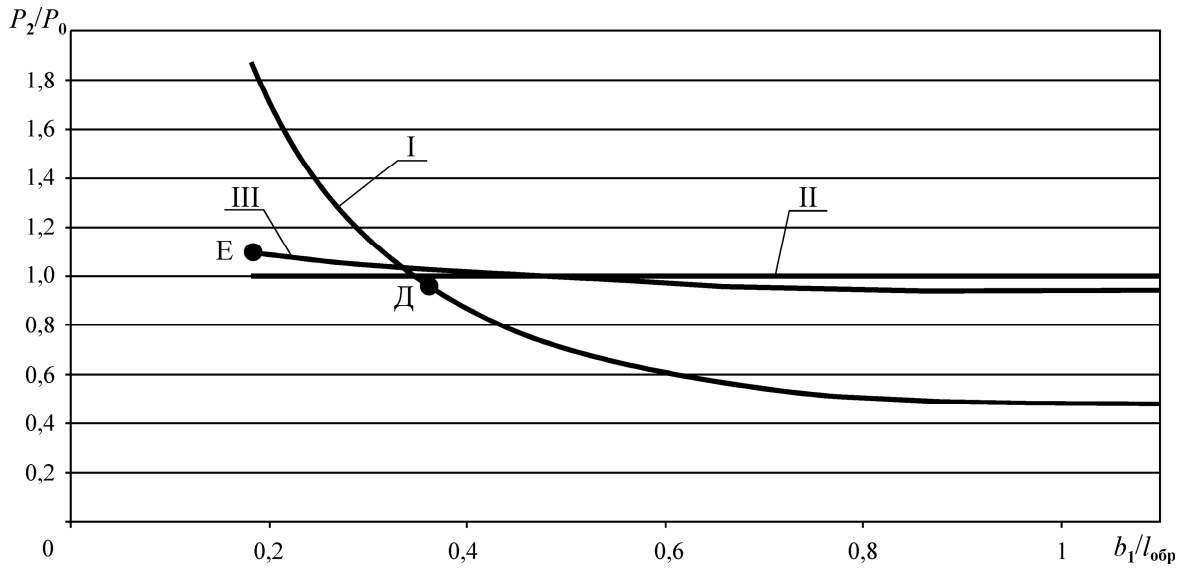


Рисунок 5.19 – Кривые несущей способности шпангоутов

Кривая III соответствует предлагаемой конструкции. Максимум её несущей способности её определяет точкой E на кривой III, которая показывает увеличение несущей способности предлагаемой конструкции [234] по сравнению с конструкцией, содержащей бортовые стрингера и набранной по Правилам Регистра примерно на 10%. Причем, и прогибы, и максимальные относительные пластические деформации в конструкции [234] не превышают нормативных ограничений, а трудоемкость её изготовления меньше, чем традиционной, набранной по Правилам Морского Регистра Судоходства. Так, для перекрытия [234], которому соответствует точка E на рисунке 5.19, на установку струн требуется около 3 нормо-часов, а на установку стрингеров в традиционной конструкции (ей соответствует точка Д на рисунке 5.19) около 7,4 нормо-часов (при длине перекрытия 10 м). Поскольку для большинства судов основной источник повреждений – это восприятие интенсивных локально распределенных нагрузок, более предпочтительным является использование в практике судостроения предлагаемой конструкции бортового перекрытия.

Пусть имеется бортовое перекрытие со шпацией $a = 0,6$ м, обшивкой толщиной 11 мм, и шпангоутами из несимметричного полосульба №20, предел

текучести материала $\sigma = 235$ МПа. Тогда для данного перекрытия $l_{обр} = 3,31$ м ;
 $P_0 = 581$ кН ; $K = 6200 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$; $w_{\max} = 52$ мм .

Ограничив максимальные относительные пластические удлинения в шарнире величиной 4% [206], для данного перекрытия можно принять $w_0 = 43$ мм . Пусть $n = 3$, тогда: $F \approx 0,0018$ м², $b_1 = 1,6$ м . Если $n = 5$, то $F \approx 0,0012$ м², $b_1 = 0,8$ м . Если $n = 7$, то $F \approx 0,0009$ м², $b_1 = 0,6$ м .

В первом случае на установку струн потребуется 1,8, во втором – 3, в третьем 4,2 нормо-часа (при длине перекрытия 10 м), несущая способность при этом повышается более чем на 4% по сравнению с традиционной конструкцией, где установку стрингеров требуется 7,4 нормо-часа. Таким образом, установка системы струн обеспечивает несущую способность бортового перекрытия с учётом требуемых ограничений максимальных пластических удлинений материала шпангоутов при одновременном существенном снижении трудозатрат за счет отказа от установки бортовых стрингеров.

5.6 Усовершенствованный способ подкрепления пластин бортовой обшивки

Как было показано выше, большие объёмы эксплуатационных повреждений корпусов судов нередко обусловлены наличием развитой гофрировки обшивки района переменной ватерлинии, особенно в оконечностях. Такие повреждения возникают и при заходе в битый лед судна, не имеющего соответствующей ледовой категории, что может потребоваться в процессе его эксплуатации при появлении угрозы потери остойчивости вследствие интенсивного обледенения. Для устранения деформаций обшивки в ходе проведения ремонта обычно устанавливаются промежуточные шпангоуты. Но существует и иной способ повышения несущей способности пластин, который может быть реализован в процессе эксплуатации судна, – установка с внутренней стороны пластины упругой прослойки, опирающейся по контуру на полки рёбер жёсткости

перекрытия [1, 59, 60]. Хотя такая конструкция существенно повышает несущую способность пластин, в ней не в полной мере используются резервы прочности упругой прослойки, поддерживающей пластины обшивки, так как характер деформирования пластин и упругой прослойки различен: упругая прослойка имеет синусоидальную погибь, а пластины обшивки – косинусоидальную. Несовпадение функций, определяющих упругую линию элементов конструкции, приводит к тому, что контакт между пластинами и упругой прослойкой является точечным, что значительно снижает несущую способность такой прослойки, ведет к нерациональному использованию материала конструкции. Поэтому целесообразно модернизировать данную схему подкрепления с целью повышения несущей способности упругой прослойки и, как следствие, пластин перекрытия в целом, рационального использования материала, снижения металлоемкости конструкций.

Проблему точечного контакта между пластинами обшивки и упругой прослойкой можно решить, установив между ними прокладку определенной жёсткости, позволяющую распределить нагрузку, передаваемую от пластин обшивки на упругую прослойку, по всей шпации [231]. Тогда пластина, получающая в процессе нагружения косинусоидальную погибь, вместо точечного взаимодействия с упругой прослойкой, изгибающейся по синусоидальному закону, передает нагрузку через прокладку. Так достигается расширение зоны контакта и повышение несущей способности упругой прослойки. Модернизированное перекрытие представлено на рисунке 5.20. Его конструкция состоит из обшивки 1 с установленными на ней поперечными 2 (шпангоутами) и продольными 3 (стрингерами) связями. С внутренней стороны установлена упругая прослойка 4, опирающаяся на полки набора с внутренней стороны, а между упругой прослойкой и обшивкой установлена прокладка 5.

Эффект модернизации заключается в том, что нагрузку воспринимает пластина 1, в результате чего она прогибается между балками набора, деформируя прокладку 5, которая передает нагрузку на упругую прослойку 4. Поскольку упругая прослойка при нагружении находится под действием не

сосредоточенной, а распределенной нагрузки, то конструкция может выдержать большую внешнюю нагрузку, чем предлагаемая в [1]. Это иллюстрируется рисунком 5.21, где приведены результаты расчёта напряжений в материале упругой прослойки для случая без прокладки [1] и для модернизированного основания с прокладкой при различных зонах контакта c .

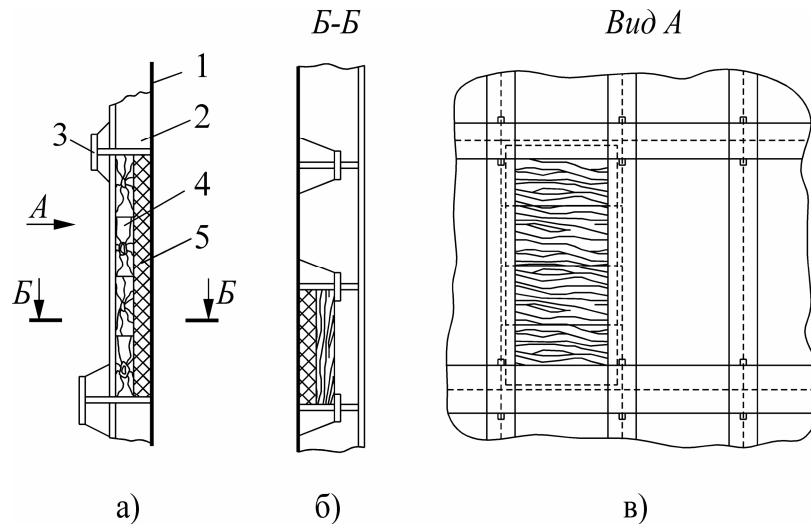


Рисунок 5.20 – Схема модернизированного перекрытия: а) – общий вид бортового перекрытия; б) – разрез Б-Б; в) – вид А

Здесь приняты следующие обозначения: a – шпация; c – участок, на котором по косинусу распределена нагрузка; \bar{c} – тот же участок в безразмерном виде; σ_0 – напряжения в материале упругой прослойки без прокладки; σ_c – напряжения в материале упругой прослойки при распределении нагрузки по косинусу на участке c ; $\bar{\sigma}$ – те же напряжения в безразмерном виде. Точка А соответствует [1], Б – перекрытию предлагаемой конструкции, где жёсткость прокладки выбрана не оптимально, В – перекрытию предлагаемой конструкции, в котором жёсткость прокладки определяется по формуле, приведенной ниже. Расчётные схемы, соответствующие упомянутым выше случаям, представлены там же. Видно, что напряжения в материале упругой прослойки снижаются более чем на 30% при разнесении нагрузки на всю шпацию, что осуществляется за счет прокладки 5 (рисунок 5.21) оптимальной жёсткости, то есть несущая способность упругой прослойки и пластин перекрытия существенно повышается.

Оптимальные параметры прокладки, позволяющие эффективно разнести

контактную нагрузку на всю шпацию, определяются из следующих соображений. Принимается, что прогибы пластин должны быть меньше нормативных с некоторым коэффициентом запаса K_3 . Тогда нагрузка, воспринимаемая прокладкой с учётом малости прогибов упругой прослойки по сравнению с пластиной (примерно на порядок) и формы прогиба пластины, записывается в виде:

$$P_{np} = \int_0^a \frac{[w]}{2K_3} \cdot K \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi x}{a}\right) \right] dx, \quad (5.130)$$

где K_3 – коэффициент запаса;

K – коэффициент жёсткости прокладки, Н/м²;

a – шпация, м;

$[w]$ – допускаемый нормативный прогиб пластины обшивки, м.

Интегрирование выражения (5.130) дает

$$P_{np} = \frac{K \cdot [w] \cdot a}{2K_3}. \quad (5.131)$$

Для рассмотрения вопроса о несущей способности упругой прослойки из нее необходимо вырезать балку-полоску единичной ширины. Предельно допустимое значение нагрузки в виде сосредоточенной силы определяется выражением

$$[P] = \frac{4 \cdot W \cdot [\sigma]}{a}, \quad (5.132)$$

где W – момент сопротивления балки-полоски упругой прослойки, м³;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения в материале упругой прослойки, Па.

Как показано на рисунке 5.21, при полном распределении по шпации нагрузки, действующей на упругую прослойку, несущая способность прослойки повысится примерно на 30%, что найти определить требуемую жёсткость прокладки из условия

$$P_{np} = 1,3 \cdot [P]. \quad (5.133)$$

При подстановке (5.131) и (5.132) в (5.133) после преобразований получится

$$K = \frac{10,4 \cdot K_3 \cdot W \cdot [\sigma]}{[w] \cdot a^2}. \quad (5.134)$$

Толщина прокладки h_{np} определяется из условия, что деформации ее материала не должны превышать допустимых значений

$$h_{np} > \frac{[w]}{K_3 \cdot [\varepsilon_{np}]}, \quad (5.135)$$

где $[\varepsilon_{np}]$ – допустимые относительные удлинения в материале прокладки.

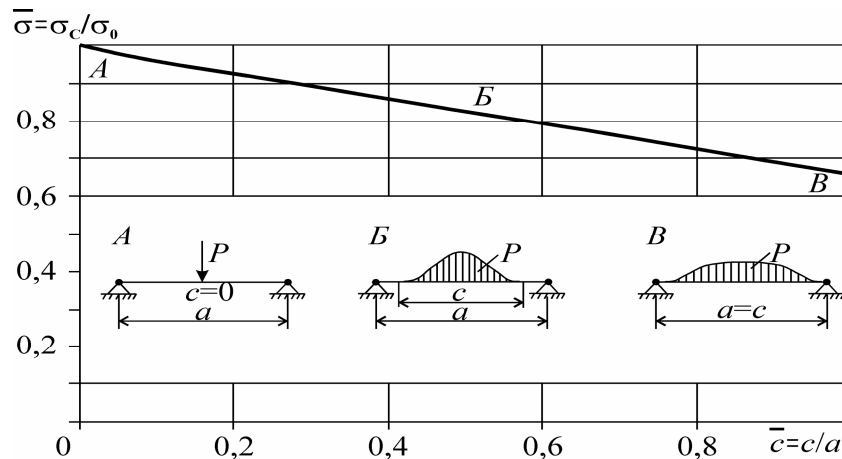


Рисунок 5.21 – Влияние распределения нагрузки на несущую способность упругой прослойки

Величина h_{np} не может быть больше некоторого значения, определяемого высотой набора и толщиной упругой прослойки. В качестве материала прокладки целесообразно использовать газонаполненные пластмассы (пенопласты, поропласты), механические характеристики которых лежат в широком диапазоне, что дает возможность подобрать соответствующие параметры прокладки (толщину и жёсткость) для любого перекрытия и упругой прослойки.

Приведенный способ подкрепления бортовой обшивки не теряет своей эффективности и при развитых остаточных прогибах наружной обшивки и может быть реализован силами экипажа [277]. Вследствие того, что материал прокладки обладает значительной податливостью, она может быть установлена и на перекрытиях, имеющих погиби пластин, что позволит избежать точечного контакта. В таком случае прокладка требуемой жёсткости между упругой прослойкой и деформированной пластиной может быть создана заливкой между

ними самовспенивающегося полимерного материала с подходящими механическими характеристиками.

Внедрение предложенного в данном параграфе технического решения в практику судостроения и судоремонта обеспечит повышение несущей способности пластин обшивки примерно на 30% или снижение их металлоемкости на ту же величину без потери их прочности. Простота данного метода и доступность применяемых материалов делает возможным его реализацию силами личного состава без вывода судна из эксплуатации, что позволяет рекомендовать данный способ для широкого практического использования.

5.7 Повышение несущей способности пластин обшивки за счет использования резервов прочности упругого основания

В параграфе 5.6 была представлена схема подкрепления бортовой обшивки за счёт установки с внутренней стороны перекрытия упругой прослойки и упругой прокладки, способствующей распределению нагрузки по упругой прослойке. В данной конструкции резервы прочности упругой прослойки используются не в полной мере, так как она нагружается косинусоидальной нагрузкой, что повышает несущую способность упругой прослойки на 30 % по сравнению со случаем точечного контакта между пластиной обшивки и упругой прослойкой.

Дальнейшее повышение несущей способности упругой прослойки возможно за счет равномерного распределения действующей на нее нагрузки. Для этого между упругой прослойкой и бортовой обшивкой вместо прокладки следует установить эластичную емкость с жидкостью (рисунок 5.22), давление которой можно регулировать по мере необходимости. Таким образом, конструкция бортового перекрытия состоит из обшивки 1 с установленными на ней поперечными 2 (шпангоутами) и продольными 3 (стрингерами) связями. С внутренней стороны установлена упругая прослойка 4, опирающаяся на полки

набора с внутренней стороны, а между упругой прослойкой и обшивкой установлена эластичная емкость 5 с жидкостью 6. За счёт этого достигается повышение несущей способности упругой прослойки и пластин обшивки бортового перекрытия судна благодаря равномерному распределению нагрузки на упругую прослойку и снижение металлоемкости корпусных конструкций вследствие уменьшения толщины обшивки.

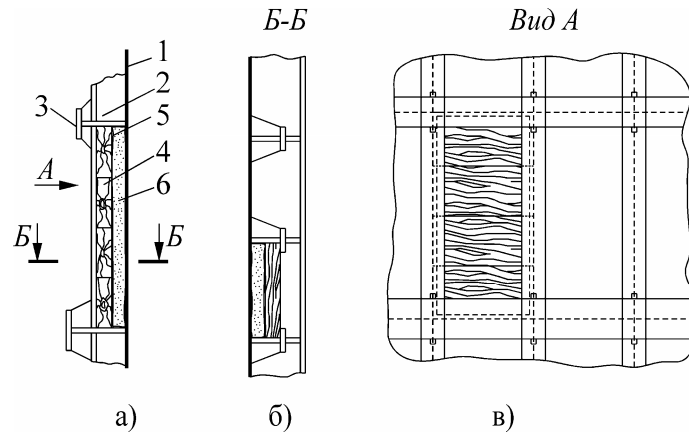


Рисунок 5.22 – Схема подкрепления пластин обшивки с использованием упругой прослойки и эластичной емкости с жидкостью: а) – общий вид бортового перекрытия; б) – разрез Б-Б; в) – вид А.

В предлагаемом техническом решении нагрузка, воспринимаемая пластинами обшивки, благодаря эластичной емкости с жидкостью передается на упругую прослойку, равномерно распределяясь по всей шпации [86, 235]. Это приводит к тому, что пластина, упругая линия которой имеет косинусоидальную форму, действуя на эластичную емкость, нагружает упругую прослойку равномерно, а не по косинусоидальному закону, что приводит к повышению несущей способности упругой прослойки (рисунок 5.23). На рисунке представлена диаграмма изменения напряжений в материале упругой прослойки при использовании конструкции перекрытия: согласно [1] – А; согласно параграфу 5.6 – Б; при использовании конструкции перекрытия с эластичными емкостями – В; σ_0 – напряжения в материале упругой прослойки в конструкции согласно [1]; σ – напряжения в материале упругой прослойки для некоторой конструкции; $\bar{\sigma}$ – напряжения в материале упругой прослойки для некоторой конструкции в

безразмерном виде. При установке упругой прослойки с большим запасом прочности имеется возможность снижения толщины бортовой обшивки за счет того, что в эластичной емкости создается избыточное давление, величина которого регулируется в зависимости от величин внешних нагрузок, действующих на пластины обшивки. В частности, если судно движется в битом льду, то с увеличением скорости движения давление в емкости должно повышаться.

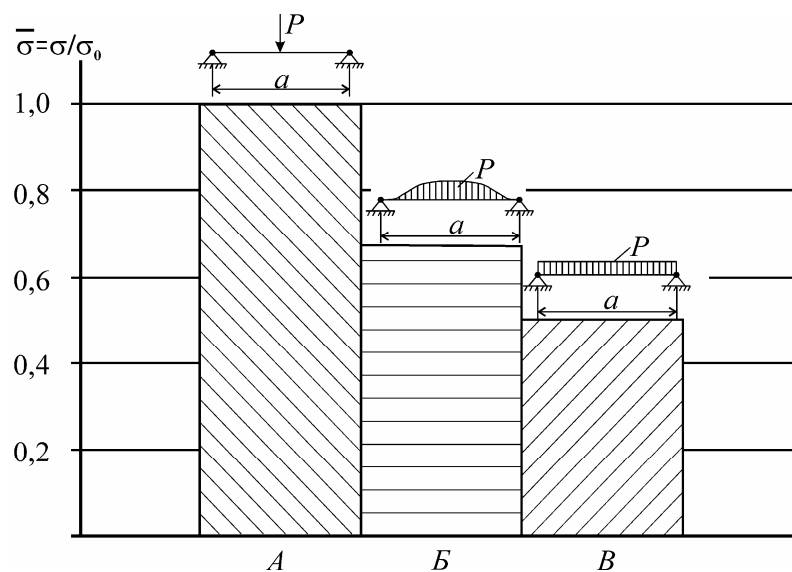


Рисунок 5.23 – Влияние распределения нагрузки на напряжения в материале упругой прослойки

Внешнюю нагрузку воспринимает пластина 1, в результате чего она прогибается между балками набора, передавая нагрузку на эластичную емкость 5, которая передает нагрузку на упругую прослойку 4. Поскольку упругая прослойка при нагружении находится под нагрузкой, распределенной не по косинусоидальному закону, а равномерно, то конструкция может выдержать большую внешнюю нагрузку, по сравнению с конструкцией, описанной в параграфе 5.6. Это иллюстрируется рисунком 5.23, где приведены результаты расчёта напряжений в материале упругой прослойки различных конструкций. Диаграмма А характеризует сосредоточенное нагружение упругой прослойки, что соответствует конструкции [1]. Как показывают расчёты, напряжения в материале упругой прослойки снижаются на величину порядка 20% по сравнению с конструкцией, представленной в параграфе 5.6. В том случае, если упругая

прослойка имеет значительный запас прочности, то толщина бортовой обшивки может быть снижена за счет создания в емкости избыточного давления. Величина давления (рисунок 5.24) при необходимости может регулироваться, например, с увеличением скорости движения судна во льдах (если данная система установлена в районе переменной ватерлинии) или с ростом волнения при швартовке (при установке системы в районе штатной кранцевой защиты).

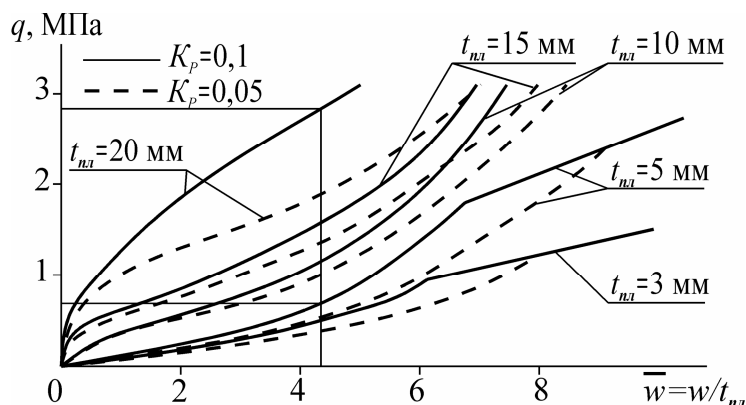


Рисунок 5.24 – Зависимость изменения прогибов пластины от разности внутреннего и внешнего давления

Если внешняя нагрузка равномерно распределена по шпации, то пластина может рассматриваться как загруженная разностью внешней эксплуатационной нагрузки и давления, создаваемого в емкости. Расчётный анализ (рисунок 5.24) показывает, что уменьшение разницы внутреннего и внешнего давления примерно в 4 раза позволяет снизить толщину наружной обшивки в 4 раза (т.е. с 20 мм до 5 мм) при ограничении прогиба пластины нормативными значениями.

Дальнейшее повышение несущей способности конструкции возможно за счет разнесения интенсивной локально распределенной нагрузки, действующей на пластину в пределах одной шпации, на ряд смежных шпаций. Для этого эластичные емкости в нескольких смежных шпациях могут быть выполнены сообщающимися [244]. Это позволит избежать разрушения упругого основания и, следовательно, пластины обшивки при действии сильно локализованных нагрузок.

5.8 Повышение несущей способности пластин обшивки за счет установки промежуточной упруго-пластической опоры

В процессе эксплуатации промысловых судов в отдельных районах корпуса наблюдается интенсивный износ (истирание) обшивки, дополнительно сопровождающийся увеличением стрелок прогиба. В основном, это относится к районам переменной ватерлинии в носовой и кормовой оконечности. Традиционно для подкрепления пластин между шпангоутами устанавливаются дополнительные ребра жёсткости с высотой не менее 0,75 от высоты шпангоутов [269]. Недостатками такого способа являются:

- высокая металлоемкость;
- трудоемкость и сложность установки ребра жёсткости на деформированную пластину, что обусловлено необходимостью обеспечения лекальных обводов при подкреплении поврежденной пластины.

В предыдущих параграфах рассматривался вопрос восстановления несущей способности изношенных и поврежденных судовых пластин при восприятии локальных нагрузок большой интенсивности путем установки упругого основания изнутри корпуса, опирающегося по контуру пластины на набор перекрытия. Для деформированных пластин обшивки можно применить и иной способ повышения несущей способности, заключающийся в создании некоторой упруго-пластической опоры в середине пролета пластины, лишенный недостатков, присущих установке промежуточных шпангоутов.

Расчётная схема подкрепленной упруго-пластической опорой пластины бортового перекрытия корпуса судна и ее конструкция представлены на рисунке 5.25. Конструкция модернизированного бортового перекрытия [129, 232] состоит из обшивки 1 с установленными на ней поперечными 2 (шпангоутами) и продольными 3 (стрингерами) связями. С внутренней стороны установлен брус 6, опирающийся на полосу 5, прикрепленную к основаниям смежных шпангоутов при помощи оттяжек 4.

Эффективность данной схемы подкрепления обеспечивается тем, что воспринимающая внешнюю нагрузку пластина прогибается между балками

набора, действуя на упругую опору, состоящую из бруса, опирающегося на полосу, с которой нагрузка посредством оттяжек передается на основания смежных шпангоутов. Пластина при действии внешней нагрузки поддерживается силой, близкой к сосредоточенной, приложенной в середине пролета, что способствует существенному повышению несущей способности пластины, так как изменение силовых факторов в средней части пролета пластины значительно изменяет параметры изгиба пластины. Изменяя параметры подкрепляющих элементов (площадь сечения оттяжек, расстояние между оттяжками, сечение бруса, материал бруса) можно варьировать податливостью опор в широком диапазоне и тем самым добиться ограничения роста стрелок прогибов пластин на требуемом уровне.

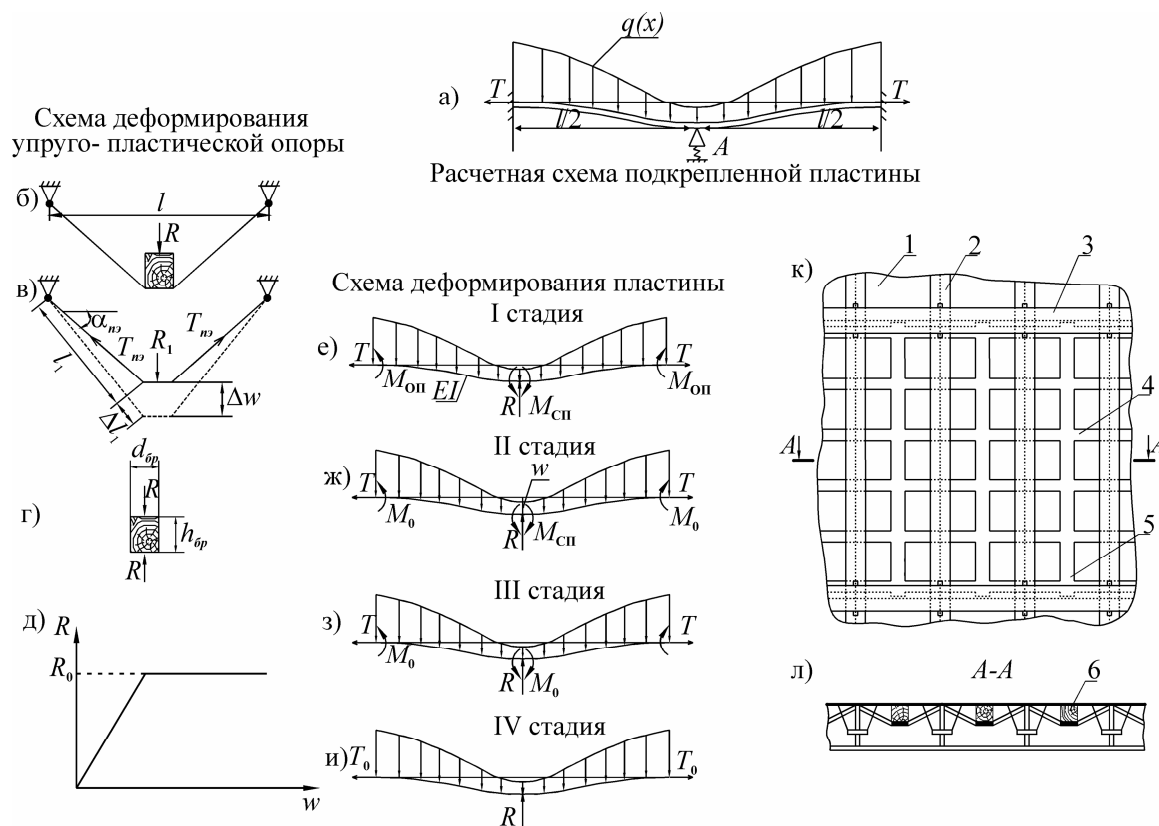


Рисунок 5.25– Подкрепление пластины при помощи промежуточной опоры: а) –и) –схемы деформирования подкрепленной пластины и подкрепляющих элементов; к) – общий вид подкрепленного бортового перекрытия; л) – разрез А-А

Для выбора размеров подкрепляющих элементов строится зависимость сила – прогиб для неподкрепленной пластины, а также для пластины, в середине

пролета которой установлена упругая опора, при этом ее податливость варьируется. В зависимости от того, на какую величину требуется уменьшить прогибы пластины, выбирается податливость упругой опоры, после чего с использованием приведенной формулы определяются площадь сечения оттяжек, расстояние между ними, а также высота и ширина бруса. При подкреплении недеформированных пластин посредством установки достаточно жёстких подкрепляющих элементов пролет пластины уменьшается в два раза, а это будет соответствовать уменьшению стрелок прогиба пластин в 4 раза, т.к. прогибы пластин пропорциональны квадрату поперечной шпации.

Пусть пластина подвержена воздействию внешней нагрузки, распределенной по некоторому закону. Наличие развитой гофрировки приводит к перераспределению нагрузки, интенсивность которой падает по мере удаления от опорных кромок [60, 129]. С внутренней стороны пластина загружена реакцией опоры, конструктивно реализуемой с использованием бруса и подкрепляющих элементов (рисунок 5.25), причем, в первом приближении реактивные усилия могут быть представлены в виде сосредоточенной силы R , приложенной в середине пролета. Из пластины, гнущейся по цилиндрической поверхности, можно выделить балку-полоску единичной ширины, находящуюся в состоянии сложного изгиба, жёстко заделанную на опорах и имеющую начальную косинусоидальную погибь (рисунок 5.25) [60].

Решение, согласно [60], ведется в рамках метода «мгновенного раскрытия пластических шарниров», и процесс деформирования балки-полоски разбивается на стадии, в пределах которых считается, что балка-полоска работает упруго. Переход из одной стадии в другую осуществляется при появлении в каком-либо из сечений предельного момента M_0 , то есть когда сечение полностью охвачено пластическими деформациями. Для каждой стадии составляются уравнения равновесия и совместности деформации. Их решение позволяет определить необходимые параметры изгиба.

Значение реакции упругого основания может быть определено из условия равенства прироста прогиба балки-полоски и прогиба упруго-пластической

опоры. Если опора работает в упругой стадии, то из условия равновесия оттяжек (рисунок 5.25) можно записать:

$$T_{нэ} = \frac{R_1}{2 \cdot \sin \alpha_{нэ}}; \quad (5.136)$$

$$\alpha_{нэ} = \arctg \frac{2(w_0 + h_{оп})}{a}, \quad (5.137)$$

где $T_{нэ}$ – растягивающее усилие в оттяжке, Н;

R_1 – усилие, передаваемое брусом на оттяжки, Н;

$\alpha_{нэ}$ – угол наклона оттяжки, рад;

$h_{оп}$ – высота бруса, м;

w_0 – начальная погибь пластины, м;

a – поперечная шпация перекрытия, м.

Перемещение бруса в вертикальном направлении Δw вследствие растяжения оттяжек выражается формулой

$$\Delta w = \frac{\Delta l_1}{\sin \alpha_{нэ}}, \quad (5.138)$$

где Δl_1 – упругое удлинение оттяжки, м.

Данная величина определяется в соответствии с законом Гука

$$\Delta l_1 = \frac{l_1 \cdot T_{нэ}}{E \cdot F} = \frac{(h_{оп} + w_0) \cdot T_{нэ}}{E \cdot F \cdot \sin \alpha_{нэ}}, \quad (5.139)$$

где l_1 – длина оттяжки в недеформированном состоянии, м;

E – модуль Юнга для материала оттяжки, Па;

F – площадь поперечного сечения оттяжки, м².

Подставив (5.136) в (5.139), нетрудно получить

$$\Delta l_1 = \frac{(h_{оп} + w_0) \cdot R_1}{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^2 \alpha_{нэ}}. \quad (5.140)$$

С учётом (5.140), выражение (5.138) принимает вид

$$\Delta w = \frac{(h_{оп} + w_0) \cdot R_1}{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^3 \alpha_{нэ}}. \quad (5.141)$$

Так как оттяжки установлены на расстоянии b_1 одна от другой, то считается, что брус лежит на некотором упругом основании, жёсткость которого K_2 с учётом (5.137) определяется выражением

$$K_2 = \frac{R_1}{\Delta w \cdot b_1} = \frac{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^3 \alpha_{нз}}{(h_{\text{оп}} + w_0) \cdot b_1} = \frac{2 \cdot E \cdot F \cdot \sin^3 \arctg \frac{2(w_0 + h_{\text{оп}})}{a}}{(h_{\text{оп}} + w_0) \cdot b_1}. \quad (5.142)$$

Брус выполняет роль упругого основания для центральной части прогнувшейся пластины обшивки, причем жёсткость этого основания K_1 можно определить из выражения

$$K_1 = \frac{E_1 \cdot d_{\text{оп}}}{h_{\text{оп}}}, \quad (5.143)$$

где E_1 – модуль упругости материала бруса, Па;

$d_{\text{оп}}$ – ширина бруса, м.

Так как оба основания включаются в работу одновременно, то, в соответствии с [20], суммарная жёсткость K_Σ такого упругого основания может быть определена по формуле

$$\frac{1}{K_\Sigma} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}, \quad (5.144)$$

откуда

$$K_\Sigma = \frac{2 \cdot E \cdot E_1 \cdot F \cdot d_{\text{оп}} \cdot \sin^3 \arctg \frac{2(w_0 + h_{\text{оп}})}{a}}{E_1 \cdot d_{\text{оп}} \cdot b_1 \cdot (h_{\text{оп}} + w_0) + 2 \cdot E \cdot F \sin^3 \arctg \frac{2(w_0 + h_{\text{оп}})}{a} \cdot h_{\text{оп}}}. \quad (5.145)$$

В таком случае выделенная из пластины балка-полоска шириной s поддерживается в середине пролета упругой опорой с жёсткостью $K_\Sigma \cdot s$, а ее реакция

$$R = K_\Sigma \cdot s \cdot (w - w_0) = \frac{2 \cdot E \cdot E_1 \cdot F \cdot d_{\text{оп}} \cdot \sin^3 \arctg \frac{2(w_0 + h_{\text{оп}})}{a} \cdot s \cdot (w - w_0)}{E_1 \cdot d_{\text{оп}} \cdot b_1 \cdot (h_{\text{оп}} + w_0) + 2 \cdot E \cdot F \sin^3 \arctg \frac{2(w_0 + h_{\text{оп}})}{a} \cdot h_{\text{оп}}}. \quad (5.146)$$

После достижения предела текучести напряжениями в брус или оттяжках

дальнейшего увеличения сил поддержания со стороны опорной конструкции с ростом прогибов пластины не происходит. В этом случае балка полоска пластины поддерживается реакцией $R_0 = const$ (рисунок 5.25,д).

С увеличением внешней нагрузки на опорах балки-полоски появляются предельные моменты M_0 , величина которых определяется из уравнения предельной кривой для прямоугольного профиля [37, 172].

Когда продольная сила T достигает предельного значения $T_0 = \sigma_T \cdot s \cdot t_{nl}$, процесс деформирования балки-полоски описывается уравнением пластической струны [63].

Значения параметров устанавливаемых элементов (высота бруса, ширина бруса, площадь поперечного сечения оттяжки, расстояние между оттяжками) должны определяться из условия обеспечения необходимой податливости упругой опоры, конструктивно реализуемой посредством указанных элементов, с использованием следующего условия:

$$A = \frac{1}{K_{\Sigma} \cdot s} = \frac{h_{\sigma p}}{E_1 \cdot d_{\sigma p} \cdot s} + \frac{(h_{\sigma p} + w_0) \cdot b_1}{2E \cdot F \cdot \sin^3 \arctg \frac{2 \cdot (w_0 + h_{\sigma p})}{a} \cdot s}, \quad (5.147)$$

где A – податливость опоры, выбираемая в зависимости от требуемой степени повышения несущей способности балки-полоски пластины, а остальные обозначения соответствуют введенным выше, м/Н.

Пусть имеется бортовое перекрытие с поперечной шпацией $a = 0,6$ м и толщиной обшивки $t_{nl} = 0,01$ м. Влияние упругой опоры в центре пролета пластины на ее несущую способность иллюстрируется рисунком 5.26, где реактивное усилие обеспечивается упругой опорой с коэффициентами податливости $A_1 = 8,4 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{Н}}$, $A_2 = 6,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{М}}{\text{Н}}$. Также здесь представлена зависимость сила – прогиб для неподкрепленной пластины ($A_3 = \infty$).

Данные зависимости получены в соответствии с [60] в рамках гипотезы «мгновенного раскрытия пластических шарниров», однако подобные кривые могут быть построены и с использованием других методов расчёта, например,

метода конечного элемента. Пусть необходимо повысить несущую способность пластины до уровня, соответствующего кривой при $A_1 = 8,4 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{Н}}$. Принимая ширину балки-полоски $s = 0,01 \text{ м}$, модули упругости $E_1 = 0,0075 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, начальную погибь пластины $w_0 = 0,01 \text{ м}$ и изменяя значения $h_{\text{оп}}, d_{\text{оп}}, F, b_1$, с использованием приведенной формулы можно получить, что податливость опоры $A \approx 6,1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{Н}} < A_1$ будет обеспечена, например, при следующих значениях параметров подкрепляющих элементов: $h_{\text{оп}} = 0,05 \text{ м}$; $d_{\text{оп}} = 0,05 \text{ м}$; $F = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $b_1 = 0,6 \text{ м}$.

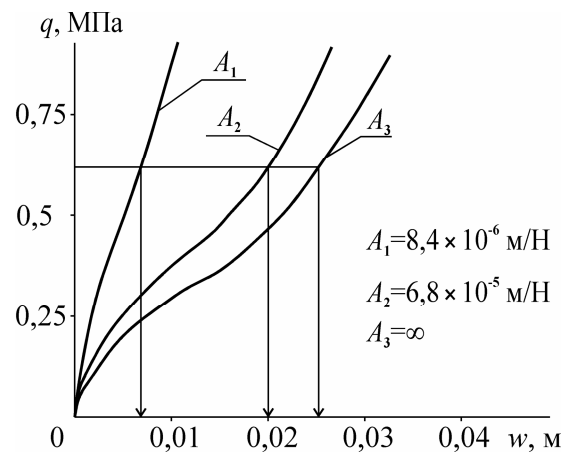


Рисунок 5.26 – Изменение стрелок прогиба пластин при подкреплении пластины по предлагаемой схеме при различной податливости опоры

Для подкрепления пластин обшивки может быть использована и опора с регулируемой податливостью, в состав которой входит эластичная емкость, установленная между направляющими, прикрепленными к наружной обшивке и полосе, соединенной с основаниями смежных шпангоутов оттяжками [250]. В данном техническом решении пластина наружной обшивки поддерживается силой реакции, величина которой может регулироваться за счет изменения давления в эластичной емкости, причём, указанная сила действует в середине пролета, что существенным образом повышает несущую способность пластины наружной обшивки, так как изменение силовых факторов в средней части пролета существенным образом изменяет параметры изгиба.

При реализации конструктивных мероприятий по повышению несущей способности балок набора за счет установки системы струн или подкрепляющих элементов, соединяющих полки балок набора с основаниями стенок смежных балок набора, дополнительно могут быть реализованы и схемы подкрепления пластин обшивки [260]. При установке струн в середине каждого пролета наружной обшивки параллельно шпангоутам на них закрепляется полоса, на которую опирается опора, выполненная из упругого бруса [260]. Заданная несущая способность наружной обшивки обеспечивается подбором параметров упругого бруса, струн и расстояния между струнами. В случае применения подкрепляющих элементов в середине каждого пролета пластины обшивки устанавливается опора в виде упругого бруса, ориентированного вдоль балок набора, снабженного V-образным профилем. Параметры подкрепляющих элементов и упругого бруса, определяющие реакцию опоры, назначаются с учётом заданной степени повышения несущей способности обшивки [264].

Выводы по пятой главе

Исследования, проведенные в настоящей главе, показали, что несущая способность шпангоута может не зависеть от наличия перекрестных связей при определенных соотношениях жёсткостей пластин, балок главного направления и перекрестных связей, так как зона обрушения шпангоутной ветви находится между ее смежными опорами. Этим фактом нельзя пренебрегать при проектировании и ремонте бортовых конструкциях судов. Следует стремиться к тому, чтобы зона обрушения шпангоута всегда была больше, чем свободный пролет шпангоута, в противном случае перекрестная связь не будет играть никакой роли в обеспечении несущей способности.

Уточненный расчёт локально загруженного бортового стрингера показал, что локализация разрушения перекрытия обусловлена резким смещением нестационарных пластических шарниров, что ограничивает зону обрушения и приводит к перегрузке связей в зоне нагружения. Подобная картина

деформирования связей бортовых конструкций хорошо согласуется с их реальным разрушением, а также с результатами испытаний конструктивно-подобных жестяных моделей.

Предложенный в настоящей главе комплекс конструктивных мероприятий и соответствующие расчётные методики обеспечивают повышение несущей способности и надёжности работы как отдельных конструктивных элементов, так и бортовых перекрытий в целом. Все конструктивные решения разработаны на уровне изобретений и не имеют аналогов в мировой практике.

ГЛАВА 6

КОНСТРУКТИВНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВ ФРП ПРИ ВОЗНИКНОВЕНИИ НАВИГАЦИОННЫХ АВАРИЙ

Развитие и надёжное функционирование комплексной системы обеспечения безопасности мореплавания, а также повышение безопасности мореплавания в морских портах и на подходах к ним, где особенно велик риск возникновения навигационных аварий вследствие интенсивного трафика, относятся к долгосрочным задачам, поставленным Президентом в Морской доктрине Российской Федерации [211]. Настоящая глава посвящена вопросам обеспечения безопасности судов в случае возникновения таких аварий. Рассматриваются экстремальные ситуации, относящиеся к наиболее распространенным причинам гибели судов [11, 30, 31, 334], связанные с посадкой на мель и столкновениями судов.

Опыт эксплуатации судов ФРП свидетельствует о том, что посадка на мель является одним из наиболее распространенных видов аварий, сопровождающихся деформированием и разрушением корпусных конструкций, утечкой нефтепродуктов и загрязнением окружающей среды, а нередко и гибелью судов вместе с грузом и экипажем [11, 204]. Причиной аварий нередко становится «промысловый азарт». Так, 3 декабря 2001 г. траулер «Ачуревский» сел на мель недалеко от Ялты во время лова рыбы. По опубликованным данным, к происшествию привело нарушение правил безопасности мореплавания – траулер погнался за косяком рыбы и выскочил на мелководье. В настоящей главе предложена математическая модель, позволяющая оценивать риск посадки судов на мель в условиях переменной глубины акватории, а также конструктивные решения по снижению последствий посадок судов на мель.

Столкновения судов также являются одной из основных причин потерь судов мирового флота [204], в том числе и судов ФРП, поэтому необходимо располагать математическим аппаратом, позволяющим оценить вероятность возникновения таких происшествий. В данной главе представлена математическая модель, позволяющая оценить риск столкновения при

пересечении судном морского пути с интенсивным судоходством. Эта модель может быть обобщена для оценки опасности столкновения судов, движущихся в произвольных направлениях. Предложены новые конструктивные решения, направленные на уменьшение ущерба от данного вида аварий.

6.1 Математическая модель оценки риска посадки судов на мель в условиях изменения глубины акватории

Используемое в морской практике понятие «посадка на мель» включает в себя целый спектр расчётных сценариев: здесь и посадка на песчано-илистый грунт в условиях мелководья, и удар о подводный камень, и посадка на рифы, и «обсыхание» при отливе, и другие подобные случаи [213]. Одним из наиболее опасных сценариев является посадка судна днищем на камень в условиях мелководья. Подобные малые формы рельефа плохо обнаруживаются при выполнении традиционной гидрографической съёмки и, зачастую, отсутствуют на картах [23]. Ниже представлена математическая модель, позволяющая определить вероятность посадки судна на мель и риск этого вида аварий с использованием подходов, изложенных в параграфе 1.4.

Пусть имеется некоторая судоходная акватория, в которой случайным образом разбросаны возвышения со случайными высотами, представляющие собой отмели, скалы, камни и острова [81]. Эти возвышения могут радикально влиять на безопасность мореплавания в рассматриваемой акватории.

Целесообразно сделать ряд упрощающих предположений.

1. Возвышения являются точечными объектами, т.е. имеет нулевую площадь, и образуют в акватории пуассоновское поле. Количество возвышений на любой части акватории площадью S_a является случайной величиной ν , распределённой по закону Пуассона, т.е.

$$P\{\nu = k\} = \frac{(\lambda_a \cdot S_a)^k}{k!} \exp\{-\lambda_a \cdot S_a\}, k \geq 0. \quad (6.1)$$

Здесь λ_a – константа, являющаяся средним числом возвышений на единицу

площади акватории (на одну квадратную милю). Количества $V_1, V_2, V_3, \dots, V_N$ возвышений на любых N не пересекающихся частях акватории есть независимые в совокупности случайные величины при любом N .

2. Высота ξ любого возвышения является случайной величиной с функцией распределения $F_\xi(x)$ и плотностью распределения $f_\xi(x)$, где $-\infty < x < \infty$, и отсчитывается от поверхности воды. Таким образом, отрицательная высота соответствует подводным камням, скалам и отмелям, а положительная – надводным скалам и островам.

3. Высоты $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_N$ любых N возвышений являются независимыми в совокупности случайными величинами.

Рассмотрение целесообразно начать с простейшей модели (первая модель), где через η обозначается максимальная высота возвышений, находящихся на части акватории площадью S_a . По формуле полной вероятности функция распределения:

$$\begin{aligned} F_\eta(x) &= P\{\eta < x\} = \sum_{k=0}^{\infty} P\{V = k\} P\{\max\{\xi_i\} < x \mid 1 \leq i \leq k\} = \sum_{k=0}^{\infty} P\{V = k\} (P\{\xi < x\})^k = \\ &= \sum_{k=0}^{\infty} P\{V = k\} F_\xi^k(x) = \exp\{-\lambda_a S_a\} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\lambda_a S_a F_\xi(x))^k}{k!} = \exp\{-\lambda_a S_a (1 - F_\xi(x))\} = \exp\{-\lambda_a S_a \overline{F}_\xi(x)\} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Здесь $\overline{F}_\xi(x) = 1 - F_\xi(x)$ – функция, дополнительная к $F_\xi(x)$.

Пусть длина маршрута судна по акватории составляет L_a миль, ширина судна – B , осадка – d (положительное число) (рисунок 6.1,а). Аварии не произойдет, если вдоль его маршрута площадью $S_a = B \times L_a$ максимальная высота возвышений не превысит его осадки $-d$ (отрицательное число). Тогда вероятность безаварийного плавания судна в акватории будет

$$F_\eta(-d) = \exp\{-\lambda_a B L_a \overline{F}_\xi(-d)\}. \quad (6.3)$$

Результаты расчёта вероятности отсутствия посадки судна на мель по первой модели для различных λ_a представлены на рисунке 6.1,б.

Видно, что при осадке судна до 10 м практически обеспечена

безаварийность плавания, в то время как при осадке $d=11$ м вероятность аварии начинает расти. Вероятность безаварийного плавания начинает падать больше там, где интенсивность λ_a имеет большее значение (рисунок 6.1,б).

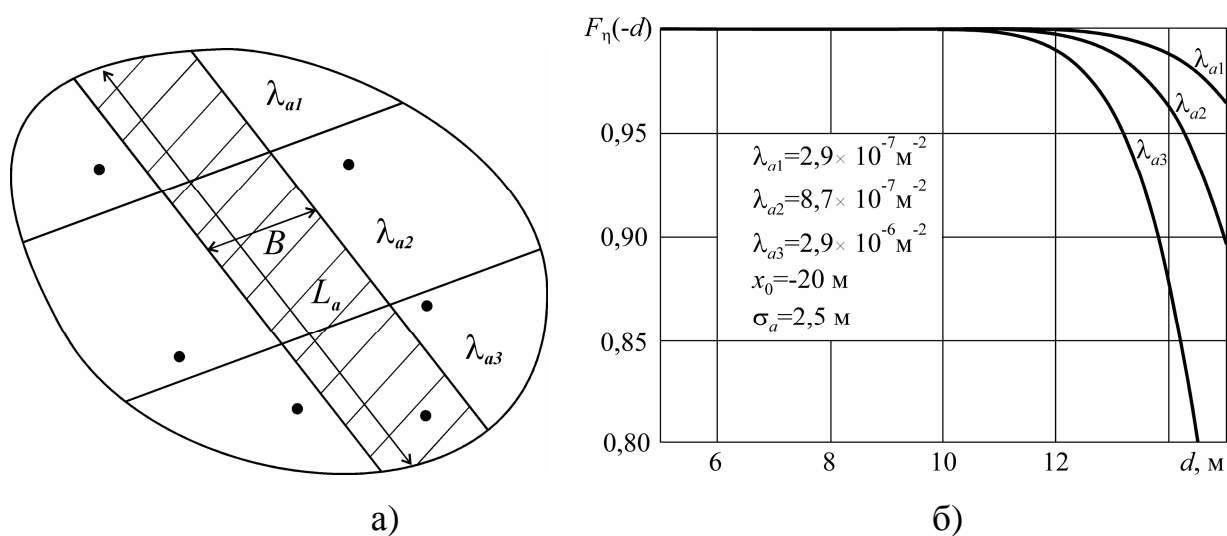


Рисунок 6.1 – Оценка вероятности отсутствия посадки на мель: а) – схема акватории со случайным образом расположенными отмелями; б) – результаты расчёта по первой модели

Далее следует рассмотреть вторую, усложненную, модель. В ней принимается, что подводные препятствия имеют переменную плотность распределения по акватории. В таком случае можно представить, что акватория площадью S_a распадается на N участков (подакваторий) с площадями S_i , $S_a = \sum_{i=1}^N S_{ai}$, с разными характеристиками λ_{ai} и $F_{\xi_i}(x)$, где $1 \leq i \leq N$. Тогда по формуле полной вероятности из обобщения простейшего случая получается:

$$F_\eta(x) = \prod_{i=1}^N F_{\eta_i}(x) = \prod_{i=1}^N \exp\{-\lambda_{ai} S_{ai} \overline{F_{\xi_i}}(x)\} = \exp\left\{-\sum_{i=1}^N \lambda_{ai} S_{ai} \overline{F_{\xi_i}}(x)\right\}. \quad (6.4)$$

Теперь можно оценить влияние изменения характеристик λ_{ai} и $F_{\xi_i}(x)$ на вероятность безаварийного плавания. Пусть судно проходит по акватории S_a , имеющей пять зон с различными характеристиками λ_{ai} , при этом: $\lambda_{a1} = 2,9 \cdot 10^{-7} \text{ м}^{-2}$, $\lambda_{a2} = 3 \cdot \lambda_{a1}$, $\lambda_{a3} = 10 \cdot \lambda_{a1}$, $\lambda_{a4} = 15 \cdot \lambda_{a1}$, $\lambda_{a5} = 20 \cdot \lambda_{a1}$, а плотность распределения высот вершин $f_{\xi_i}(x)$ для отдельных подакваторий задается в соответствии с

рисунком 6.2,а. На первом участке акватории математическое ожидание высоты вершины имеет наименьшее значение из всех подакваторий, однако среднее квадратичное отклонение максимально по сравнению с другими участками. При переходе ко второй части акватории математическое ожидание несколько возрастает, но среднее квадратичное отклонение уменьшается, а наибольшее значение математического ожидания и наименьшее значение среднего квадратичного отклонения высот вершин соответствует пятой акватории, для которой значение λ_a максимально. Результаты расчёта представлены на рисунке 6.2,б.

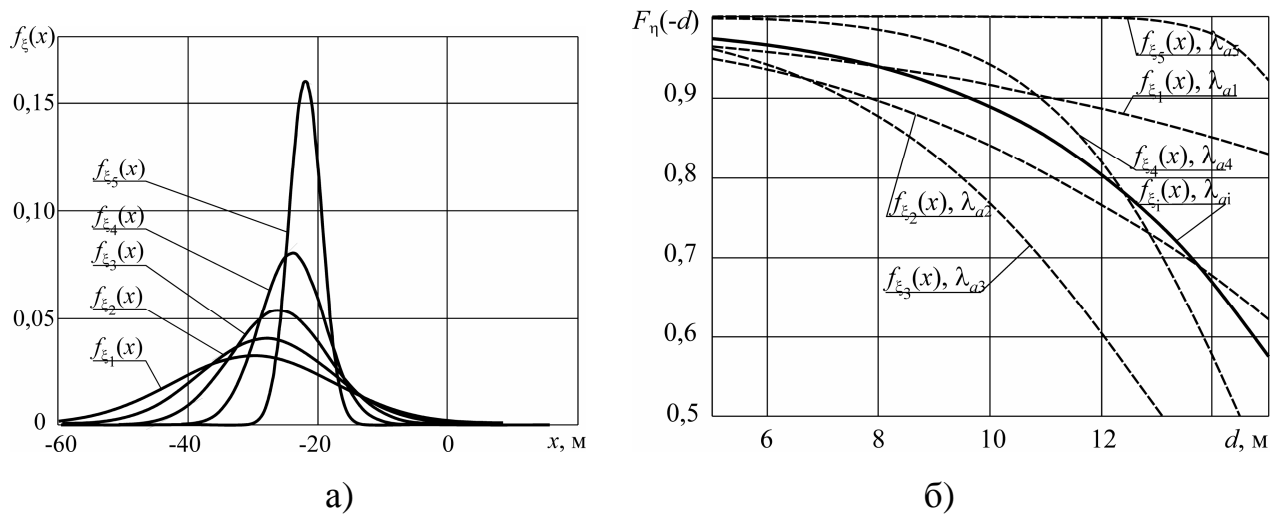


Рисунок 6.2 – Оценка вероятности отсутствия посадки на мель при изменении характеристик распределения подводных препятствий: а) – плотность распределения высот вершин для различных частей акватории; б) – результаты расчёта по второй модели

Сплошная кривая относится к последовательному прохождению судна через все пять акваторий, пунктирные отображают вероятность безаварийного плавания для случая, когда весь маршрут судна проходил по акватории с параметрами препятствий, соответствующими каждой из акваторий в отдельности. Параметр λ_a и параметры плотности распределения высот вершин $f_\xi(x)$ (математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение) оказывают существенное влияние на вероятность безаварийного плавания. Так, для пятой акватории с наибольшим средним числом возвышений на единицу площади,

вероятность отсутствия аварии оказывается наибольшей вследствие малого среднего квадратичного отклонения высот вершин, а кривые вероятности по отдельным акваториям имеют точки пересечения.

В районах Крайнего Севера глубина расположения препятствий сильно зависит от приливов и отливов, поэтому необходимо дополнительно усложнить простейшую модель, учитывая приливы и отливы (третья модель). Теперь высоты будут отсчитываться от некоторого среднего уровня поверхности воды, а текущий уровень воды становится переменной величиной. Данная модель применима также для учета гидродинамических эффектов при движении в условиях ограниченного фарватера.

При рассмотрении ситуации из модели 1 в пределах одной акватории, для которой характеристики λ_a и $F_\xi(x)$ постоянны (относительно среднего уровня поверхности воды), следует предположить, что текущий уровень поверхности воды описывается функцией $u(l_a)$, где l_a – расстояние от начала маршрута. Функция $u(l_a)$ положительна при приливах и отрицательна при отливах.

Весь маршрут длиной L_a миль разбивается на M_a коротких отрезков длиной $\Delta_a = L_a / M_a$, l_{ai} – середины отрезков. Теперь, фактически, должна рассматриваться модель 2, где разнородность характеристик обусловлена только изменением уровня воды относительно её среднего уровня, при этом $S_{ai} = B \cdot \Delta_a$. Следовательно,

$$F_\eta(x) = \exp\left\{-\sum_{i=1}^{M_a} \lambda_{ai} S_{ai} \overline{F_{\xi_i}}(x)\right\} = \exp\left\{-\lambda_a B \sum_{i=1}^{M_a} \overline{F_\xi}(x + u(l_{ai})) \Delta_a\right\}. \quad (6.5)$$

Устремляя M_a к бесконечности (и, соответственно, Δ_a – к нулю), в пределе приходят к выражению

$$F_\eta(x) = \exp\left\{-\lambda_a B \int_0^{L_a} \overline{F_\xi}(x + u(l_a)) dl_a\right\}. \quad (6.6)$$

Вероятность безаварийного плавания судна по этому маршруту будет

$$F_\eta(-d) = \exp\left\{-\lambda_a B \int_0^{L_a} \overline{F_\xi}(u(l_a) - d) dl_a\right\}. \quad (6.7)$$

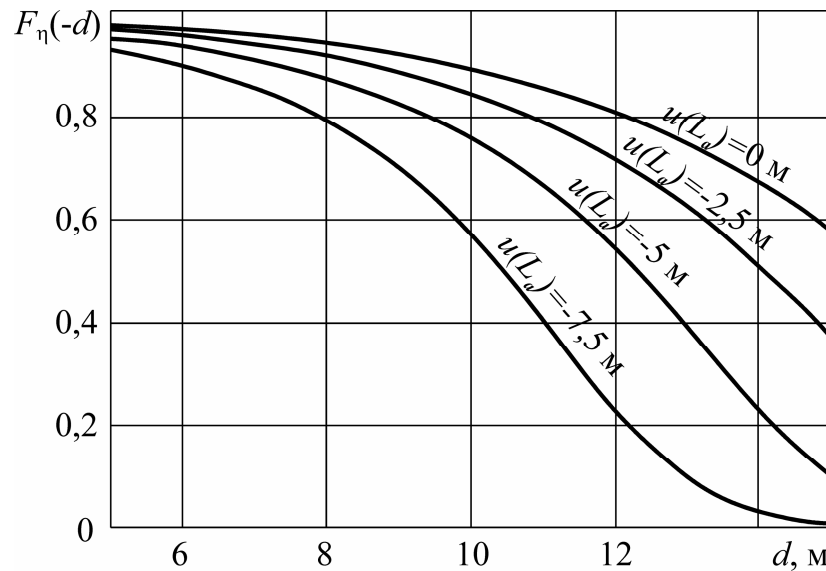


Рисунок 6.3 – Вероятность отсутствия посадки на мель согласно третьей модели

Общая формула для $F_\eta(x)$ для маршрута, проходящего по акваториям с разными характеристиками (совмещение моделей 2 и 3), легко получается из формулы (6.5), но выглядит довольно громоздко:

$$F_\eta(x) = \prod_{i=1}^N F_{\eta_i}(x) = \exp \left\{ -B \sum_{i=1}^N \lambda_{ai} \int_0^{L_{ai}} \overline{F_{\xi_i}}(x + u_i(l_a)) dl_a \right\}. \quad (6.8)$$

Вероятность отсутствия аварии в этом случае

$$F_\eta(-d) = \prod_{i=1}^N F_{\eta_i}(-d) = \exp \left\{ -B \sum_{i=1}^N \lambda_{ai} \int_0^{L_{ai}} \overline{F_{\xi_i}}(u_i(l_a) - d) dl_a \right\}. \quad (6.9)$$

Результаты расчёта при различных скоростях изменения уровня воды (рисунок 6.3) показывают, что изменение уровня воды оказывает существенное влияние на вероятность отсутствия аварии, что свидетельствует о необходимости учета явлений прилива и отлива и ограниченности области применения моделей [349], игнорирующих данные обстоятельства.

Представленные математические модели, в целом, позволяют качественно оценить вероятность безаварийного плавания (отсутствия контакта со скалами и камнями) для различных условий эксплуатации судна.

6.2 Разработка конструктивных мероприятий, снижающих последствия посадок судов на мель

Как уже отмечалось, к наиболее распространенным авариям судов относятся посадки на мель, сопровождающиеся повреждениями корпусных конструкций, а нередко и их гибелью [175, 295, 296, 316, 355, 356, 357, 361, 362, 365].

Снижения ущерба от посадок судов на мель можно добиться как путем контроля динамики судна, например, с использованием бортовых интеллектуальных систем [119], так и за счет разработки конструктивной днищевой защиты. При выборе безопасных условий движения судна в условиях ограниченной акватории следует использовать математические модели, которые определяют динамику судна с учётом явлений присасывания [28, 119, 162, 282, 284, 289], за счет чего число ударов корпуса о грунт можно значительно уменьшить. Поэтому система контроля прочности должна, с одной стороны, определять безопасную скорость движения, с другой стороны прогнозировать вероятную стрелку прогиба элементов днищевых перекрытий после соударения корпуса с грунтом.

При оценке объёма повреждений можно считать, что потеря кинетической энергии движения судна при касании днищем грунта происходит за счет трения корпуса о грунт, изменения сопротивления воды движению судна и энергии, идущей на разрушение днищевых конструкций в зоне контакта с грунтом. Полная кинетическая энергия судна складывается из энергии поступательного движения, а также энергии колебаний судна относительно положения равновесия, причем для рассматриваемой проблемы представляют интерес лишь вертикальная и килевая качка. При установившемся режиме качки сумма работ возмущающих и демпфирующих сил за период равна нулю, поэтому максимальная кинетическая энергия остается постоянной величиной [40]. Уравнение энергетического баланса для случая касания корпусом дна:

$$W_{пост1}^* + W_{колеб1}^* = W_{пост2}^* + W_{колеб2}^* + W_{констр}^*, \quad (6.10)$$

где $W_{пост1}^*$, $W_{пост2}^*$ – кинетическая энергия поступательного движения судна до и

после касания, МДж;

$W_{колеб1}^*$, $W_{колеб2}^*$ – кинетическая энергии качки судна до и после касания, МДж;

$W_{констр}^*$ – энергия, затраченная на разрушение днищевых перекрытий, МДж.

При необходимости энергии $W_{пост1}^*$ и $W_{пост2}^*$ определяются путем регистрирования скорости поступательного движения судна до и после касания грунта, однако в первом приближении при ровном дне можно принять, что энергия поступательного движения остается неизменной, то есть на разрушение конструкций пойдёт часть энергии колебаний, тогда выражение (6.10) записывается в виде:

$$W_{колеб1}^* - W_{констр}^* = W_{колеб2}^*. \quad (6.11)$$

Когда дно имеет существенные неровности, то результирующая скорость при ударе будет складываться из скоростей колебательного и поступательного движений, что может привести к большему объему разрушений конструкций. Значение $W_{колеб1}^*$ вычисляется по [40] в зависимости от характеристик волнения и параметров движения (курса и скорости) или с применением замеров амплитуд качки. Входящую в уравнение энергетического баланса величину $W_{колеб2}^*$ определяют по амплитудам качки после касания грунта. Для расчёта энергии диссипации в связях днищевое перекрытия при касании грунта можно воспользоваться формулой [62]

$$W_{констр}^* = W_1^* + W_2^* + W_3^* + W_4^*, \quad (6.12)$$

где W_1^* , W_2^* , W_3^* , W_4^* – количество энергии, рассеиваемое при разрушении пластин днища, продольных рёбер жёсткости, нижних частей флоров, нижних частей вертикального кия и стрингера, МДж.

При касании грунта корпусом судна следует ограничиться рассмотрением первых двух составляющих W_1^* и W_2^* , так как деформирование флоров и верхнего кия требует больших энергетических затрат и более характерно для случая посадки судна на мель. Для расчёта W_1^* и W_2^* по пятну контакта определяется число связей, попавших в зону нагружения, причем для определения энергии W_1^*

необходимо получить зависимость сила – прогиб для пластины, согласно [63], с учетом распорных усилий на ее контуре. Энергия диссипации в пластинах деформируемого участка днищевого перекрытия будет определяться площадью, ограниченной кривой сила – прогиб для пластины, линией упругой разгрузки и горизонтальной осью. Энергия рассеивания в балочных элементах может быть найдена аналогично, с той лишь разницей, что зависимость сила – прогиб для них определяется с использованием расчётных методик, изложенных в главе 4 настоящей работы [121, 135].

При посадке на мель зачастую разрушается днищевая обшивка, сминается набор двойного дна, повреждаются скуловые кили, образуются гофры в листах наружной обшивки, а также повреждаются рули, гребные винты и смещаются настилы второго дна вместе с фундаментами механизмов. Последнее приводит к тому, что даже снявшись с мели, судно не будет иметь возможности двигаться своим ходом. Основные закономерности повреждений судовых корпусов, возникающие при посадке на мель, изложены в [11, 30, 31, 175, 283, 309, 310].

В работах [3, 62] была предложена конструктивная днищевая защита корпуса судна, позволяющая ликвидировать деформации настила второго дна и тем самым исключить смещения фундаментов силовой установки. Тогда после снятия судна с мели сохраняется возможность его движения своим ходом. Конструктивная защита [3, 62] реализована за счет того, что жёсткость флоров и стрингеров выполнена различной по высоте, чтобы нижняя часть днищевого перекрытия была менее жёсткая, чем верхняя. Это достигается установкой дополнительных подкреплений, а также некоторым незначительным увеличением толщин верхних частей флоров и стрингеров. Существенное повышение несущей способности их верхних частей по сравнению с нижними обеспечивается установкой вертикальных рёбер жёсткости в верхней части флоров и стрингеров, благодаря чему при касании грунта повреждения получит лишь нижняя часть днищевого перекрытия, а верхняя часть и настил второго дна окажутся недеформированными. Данная конструкция обладает существенным недостатком: для флоров и стрингеров толщина элемента стенки, прилегающего к наружной

обшивке, ограничивается величиной его эйлеровой нагрузки (в противном случае не будет обеспечена требуемая податливость днищевого перекрытия в вертикальной плоскости). При этом в районе соединения стенки с наружной обшивкой нередко наблюдается интенсивная коррозия, что может привести к недопустимому коррозионному износу конструкции и снижению ее надёжности. Поэтому в настоящем параграфе предлагается конструкция днищевого перекрытия, податливость нижней части которого обеспечивается за счёт установки в нижних частях вертикального киля, флоров и стрингеров трубчатых элементов конструктивной защиты, что позволяет снизить трудоёмкость изготовления днищевого перекрытия и обеспечить герметичность отсеков двойного дна за счёт использования в качестве элемента конструктивной защиты соответствующих стандартных профилей металлического проката (трубчатых профилей). Предельная нагрузка элементов конструктивной защиты может регулироваться изменением толщины стенки трубы и её диаметра.

Соответствующая конструкция [138, 233] днищевого перекрытия представлена на рисунке 6.4, где приняты следующие обозначения: 1 – наружная обшивка; 2 – горизонтальное ребро жёсткости; 3 – трубчатый элемент конструктивной защиты; 4 – продольные балки; 5 – вертикальный киль; 6 – флор; 7 – стрингер; 8 – настил второго дна; 9 – вертикальное ребро жёсткости; 10 – продольные рёбра жёсткости настила второго дна; 11 – крайний междудонный лист; 12 – скуловая кница; 13 – шпангоут.

Днищевое перекрытие работает следующим образом. При посадке на мель или при касании грунта происходит деформирование наружной обшивки, продольных балок, а также нижних частей стенок флоров, стрингеров и вертикального киля, а верхняя часть с настилом второго дна остается недеформированной. Для этого нижняя часть вертикального киля, стенок флоров и стрингеров содержит трубчатые элементы конструктивной защиты, которые сминаются при нагрузке, меньшей, чем критическая нагрузка для верхних частей стенок флоров и стрингеров, подкреплённых вертикальными и горизонтальными рёбрами жёсткости. Энергия диссипации при пластическом деформировании

связей днищевого перекрытия состоит из энергии рассеивания при деформировании днищевых пластин, продольных рёбер жёсткости, нижней части флоров и стрингеров, нижней части вертикального киля. Параметры трубчатых элементов конструктивной защиты должны выбираться из условия, чтобы предельная нагрузка для них была меньше, чем нагрузка, вызывающая сдвиг в стенках флоров и стрингеров.

Если принять, что кинетическая энергия судна гасится за счет разрушения конструкций корпуса и изменения посадки судна, то с ошибкой в безопасную сторону последней составляющей можно пренебречь. Согласно [62], кинетическая энергия при прямолинейном движении судна

$$W_{кин}^* = \frac{D + \lambda_{11}}{2g} v^2, \quad (6.13)$$

где D – весовое водоизмещение судна, Н;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

λ_{11} – присоединенная масса воды [289], кг;

v – скорость прямолинейного движения, м/с .

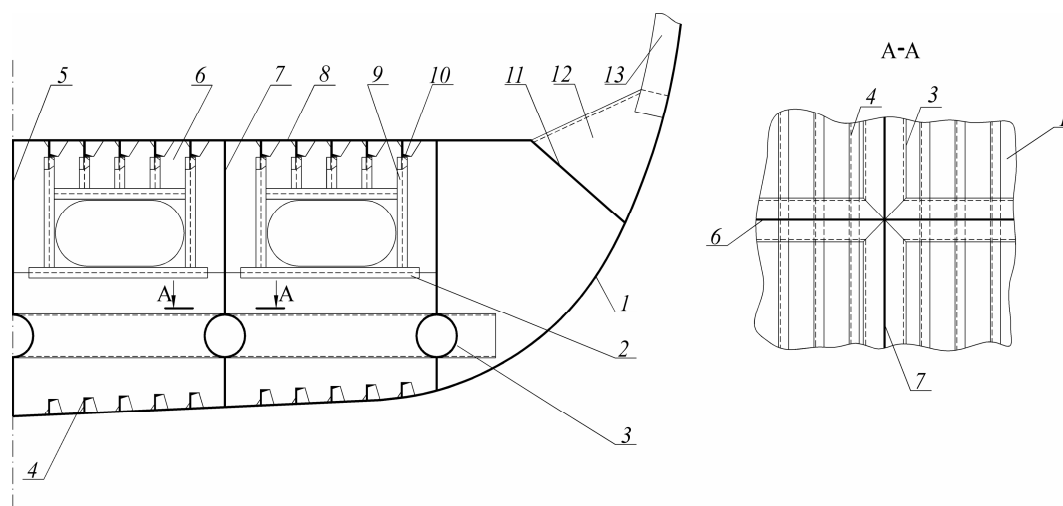


Рисунок 6.4 – Схема днищевого перекрытия с трубчатыми элементами конструктивной защиты: а) – общий вид части днищевого перекрытия судна; б) – разрез А–А

Энергия колебательного движения судна оценивается из соображений, представленных выше. Энергия диссипации при пластическом деформировании

связей днищевое перекрытия определяется с использованием формулы (6.12), с тем отличием, что энергия рассеивания в нижних частях флоров, стрингеров и вертикального кия должна оцениваться, исходя из рассмотрения деформирования элементов конструктивной защиты [138]. Следует рассмотреть элемент конструктивной защиты, нагруженный усилиями вдоль диаметра (рисунок 6.5).

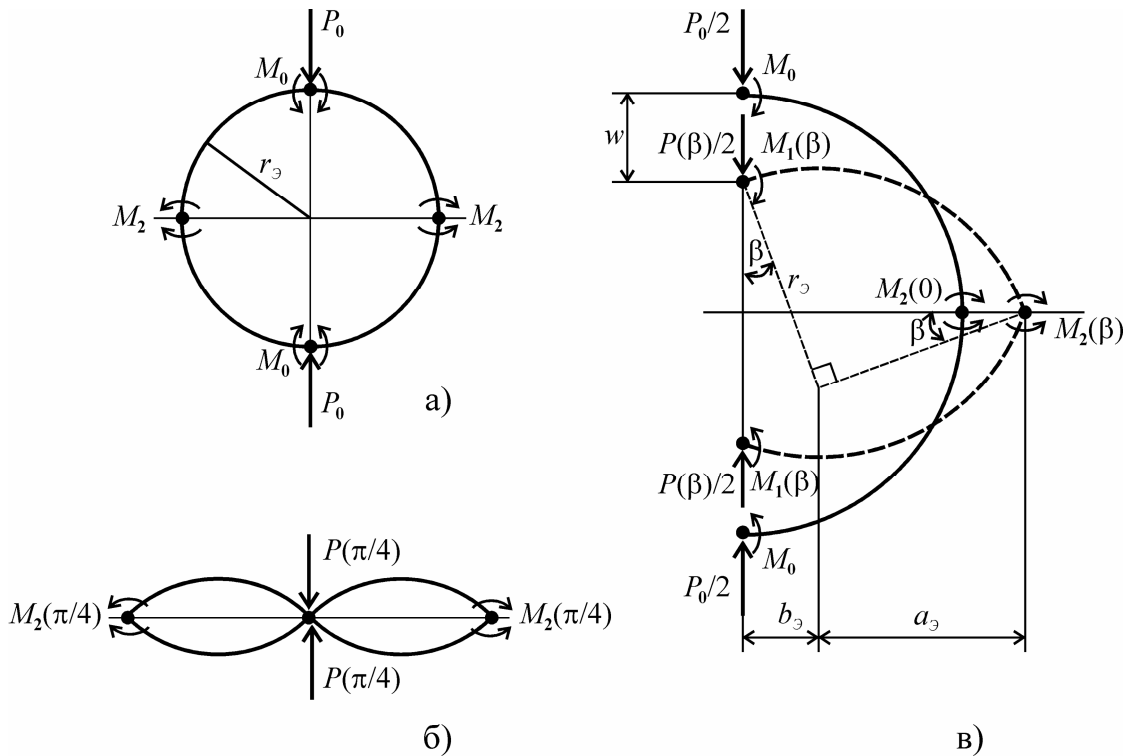


Рисунок 6.5 – Схема деформирования элемента конструктивной днищевой защиты: а) – определение предельной нагрузки элемента; б)– полностью деформированный элемент; в) – процесс деформирования элемента после образования кинематически изменяемого механизма

Предельная нагрузка P_0 для фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты единичной ширины s может быть определена, например, по [34]:

$$P_0 = 2 \frac{M_0 + M_2}{r}; \quad (6.14)$$

$$M_0 = \sigma_T \cdot \frac{s \cdot h_3^2}{4}, \quad (6.15)$$

где $r_3 = d_3 / 2$ – радиус трубчатого элемента конструктивной защиты, м;

σ_T – предел текучести материала элемента конструктивной защиты, Па ;

$h_{\text{э}}$ – толщина стенки трубчатого элемента конструктивной защиты, м;

M_0 – предельный момент для элемента конструктивной защиты при отсутствии продольной силы для сечения вдоль линии действия нагрузки, Н·м ;

M_2 – предельный момент для элемента конструктивной защиты при значении продольной силы $T = P_0 / 2$, Н·м .

Предельный момент M_2 определяется выражением

$$M_2 = M_0 \left[1 - \frac{P_0^2}{4 \cdot T_0^2} \right], \quad (6.16)$$

где $T_0 = \sigma_T \cdot h_{\text{э}} \cdot s$ – предельное значение продольной силы для сечения вдоль линии действия нагрузки элемента конструктивной защиты единичной ширины.

После преобразования (6.14) с учетом (6.15) и (6.16):

$$P_0^2 + 8 \cdot \sigma_T \cdot s \cdot r_{\text{э}} \cdot P_0 - 8 \cdot \sigma_T^2 \cdot s^2 \cdot h_{\text{э}}^2 = 0, \quad (6.17)$$

откуда предельная нагрузка для элемента конструктивной защиты единичной ширины

$$P_0 = -4 \cdot \sigma_T \cdot s \cdot r_{\text{э}} + 2 \cdot \sigma_T \cdot s \cdot \sqrt{4 \cdot r_{\text{э}}^2 + 2 \cdot h_{\text{э}}^2}. \quad (6.18)$$

Элементы конструктивной защиты должны сминаться при меньшей нагрузке, чем нагрузка Q_0 , соответствующая деформированию стенок флоров и стрингеров с повреждением настила второго дна, что можно записать в виде

$$Q_0 = K_3 \cdot L_{\text{э}} \cdot \frac{P_0}{s}, \quad (6.19)$$

где $L_{\text{э}} = n \cdot n_{\text{стр}} + m \cdot n_{\text{ф}}$ – общая длина элементов конструктивной защиты, находящихся в зоне контакта днищевого перекрытия с грунтом, м;

K_3 – коэффициент запаса;

$n_{\text{ф}}$ – количество флоров в зоне касания грунта;

$n_{\text{стр}}$ – количество стрингеров в зоне касания грунта;

n – размер среднестатистического пятна контакта вдоль судна, определяемый на основе [11], м;

m – размер среднестатистического пятна контакта поперек судна, м.

Нагрузка Q_0 определяется из выражения

$$Q_0 = 2 \cdot \tau_T \cdot (F_{\text{стр}} \cdot n_{\text{стр}} + F_{\phi} \cdot n_{\phi}), \quad (6.20)$$

где F_{ϕ} – площадь стенки флора, м^2 ;

$F_{\text{стр}}$ – площадь стенки стрингера, м^2 ;

τ_T – предел текучести при сдвиге для материала флоров и стрингеров, Па.

Подставляя (6.18) и (6.20) в (6.19), после преобразования получают

$$h_{\text{э}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left[\frac{\tau_T \cdot (F_{\phi} \cdot n_{\phi} + F_{\text{стр}} \cdot n_{\text{стр}})}{K_3 \sigma_T (m \cdot n_{\phi} + n \cdot n_{\text{стр}})} + d_{\text{э}} \right]^2 - d_{\text{э}}^2}. \quad (6.21)$$

Формула (6.21) даёт связь между параметрами трубчатого элемента конструктивной днищевой защиты – толщиной $h_{\text{э}}$ и диаметром $d_{\text{э}}$, при которых конструкция будет деформироваться раньше, чем произойдет повреждение верхних частей флоров и стрингеров, а также настила второго дна. На рисунке 6.6 представлена зависимость, построенная по формуле (6.21), для транспортного рефрижератора длиной 152 м.

Рисунок показывает, что требуемая податливость конструкции может быть обеспечена при различных сочетаниях толщины и диаметра трубчатого элемента, но при этом конструкция будет рассеивать различное количество энергии в процессе деформирования, то есть эффективность конструктивной днищевой защиты будет меняться при варьировании указанных параметров. Поэтому ниже представлена методика оценки энергоёмкости модернизированного днищевое перекрытия.

Энергия рассеивания при пластическом деформировании связей модернизированного днищевое перекрытия складывается из энергии, рассеиваемой при деформировании днищевых пластин, продольных ребер жёсткости, нижней части флоров, нижней части стрингеров и вертикального килля, а также трубчатых элементов конструктивной защиты. Расчёт последней составляющей энергии рассеивания представлен ниже, а остальные могут быть

определены по [62] с привлечением формулы (6.12).

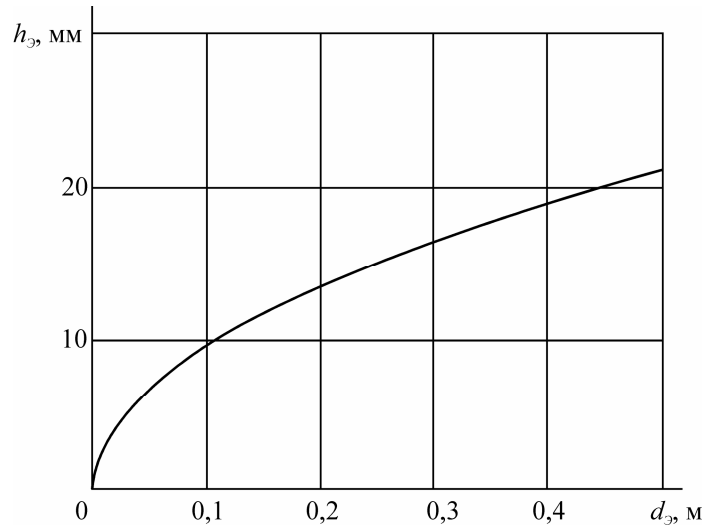


Рисунок 6.6 – Зависимость толщины трубчатого элемента конструктивной защиты от его диаметра для транспортного рефрижератора

Деформирование элемента конструктивной днищевой защиты в жёстко-пластической постановке будет сопровождаться поворотом и смещением четырех жёстких звеньев, на концах которых находятся пластические шарниры. Согласно [34], с ростом перемещений внешняя нагрузка должна уменьшаться, то есть пластическое течение элемента конструктивной защиты кольцевой формы будет неустойчивым. Поэтому для оценки величины рассеиваемой энергии следует найти зависимость нагрузки от угла поворота звеньев. Условие равновесия звена кинематически изменяемого механизма тогда запишется в таком виде:

$$\frac{P(\beta)}{2}(a_э + b_э) - M_1(\beta) - M_2(\beta) = 0. \quad (6.22)$$

В формуле (6.22) учитывается, что при повороте звеньев продольные усилия начинают действовать в обоих концевых сечения звена, причём, выполняются равенства

$$M_1(\beta) = M_0 \left[1 - \frac{(P(\beta) \cdot \sin(\beta))^2}{4 \cdot T_0^2} \right], \quad (6.23)$$

$$M_2(\beta) = M_0 \left[1 - \frac{(P(\beta) \cdot \cos(\beta))^2}{4 \cdot T_0^2} \right]. \quad (6.24)$$

После подстановки (6.23) и (6.24) в (6.22) с учётом того, что $a_э = r_э \cdot \cos(\beta)$ и

$b_{\text{э}} = r_{\text{э}} \cdot \sin(\beta)$, получится выражение

$$(P(\beta))^2 + P(\beta) \cdot \frac{2 \cdot r_{\text{э}} \cdot T_0^2 \cdot (\sin(\beta) + \cos(\beta))}{M_0} - 8 \cdot T_0^2 = 0, \quad (6.25)$$

откуда

$$P(\beta) = -4 \cdot r_{\text{э}} \cdot (\sin(\beta) + \cos(\beta)) \cdot s \cdot \sigma_T + 2 \cdot s \cdot \sigma_T \cdot \sqrt{4 \cdot r_{\text{э}}^2 \cdot (\sin(\beta) + \cos(\beta))^2 + 2 \cdot h_{\text{э}}^2}. \quad (6.26)$$

Энергия диссипации W_D^* для фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты единичной ширины складывается из энергии рассеивания в четырёх пластических шарнирах. Так как величина предельных моментов непрерывно изменяется в процессе деформирования кольцевого элемента и поворота жёстко-пластических звеньев, следует вычислять приращение энергии рассеивания при текущем значении предельных моментов и бесконечно малом приращении угла поворота в пластических шарнирах, и после этого выполнить суммирование таких приращений. Тогда энергия рассеивания будет определяться интегралом

$$W_D^* = 4 \int_0^{\pi/4} M_1(\beta) d\beta + 4 \int_0^{\pi/4} M_2(\beta) d\beta. \quad (6.27)$$

Здесь учитывается, что образуется по два пластических шарнира с предельным моментом $M_1(\beta)$ и $M_2(\beta)$, соответственно, а угол поворота в каждом из них составляет 2β , причем угол поворота звена β может изменяться от 0 (недеформированное состояние конструкции, рисунок 6.5,а) до $\pi/4$ для полностью смятого элемента конструктивной защиты (рисунок 6.5,б). Поглощаемую энергию можно определить и как работу внешних сил $W_{\text{вн}}^*$, затраченную на деформирование элемента конструктивной защиты единичной ширины

$$W_{\text{вн}}^* = 2 \int_0^{r_2} P(w) dw = 2 \int_0^{\pi/4} P(\beta) w'(\beta) d\beta, \quad (6.28)$$

где $P(\beta)$ – внешняя сила, определяемая выражением (6.26), Н;

$w(\beta)$ – перемещение точки приложения внешней силы $P(\beta)$ в направлении её действия (рисунок 6.5,в), м;

$w'(\beta) = r\sqrt{2} \cos(\beta - \pi/4)$ – производная перемещения точки приложения

внешней силы в направлении ее действия по углу поворота звена β .

При некоторых значениях параметров элемента конструктивной защиты влияние продольных сил на предельные моменты $M_1(\beta)$ и $M_2(\beta)$ незначительно, а энергия диссипации в фрагменте трубчатого элемента конструктивной защиты единичной ширины будет определяться предельным моментом M_0 и углом поворота во всех четырёх пластических шарнирах при полном деформировании элемента (рисунок 6.5,б).

Энергоемкость конструктивной днищевой защиты определяется на основании вычисленной выше энергии, идущей на деформирование элемента единичной ширины, и общей длины элементов конструктивной защиты в зоне контакта корпуса судна с грунтом. Если энергоемкость конструкции оказывается недостаточной, то её можно повысить, увеличив толщину трубчатого элемента, и, соответственно, его диаметр по формуле (6.21) или графику, аналогичному рисунку 6.6. Однако пределы увеличения диаметра ограничиваются конструктивными особенностями днищевое перекрытия, поэтому, исчерпав возможности повышения энергоемкости за счет диаметра, можно подкрепить верхние части стенок флоров, стрингеров и вертикального килля, например, увеличив их толщину. Это позволит при неизменном диаметре элемента конструктивной защиты увеличить его толщину, и энергию рассеивания при его деформировании.

Нужно учитывать, что при посадке судна на мель после перехода трубчатого профиля в предельное состояние дальнейшее его деформирование будет происходить с уменьшением внешней нагрузки, т.е. пластическое течение в этом случае неустойчиво [37], в результате чего уменьшается рассеивание энергии при деформировании элементов конструктивной защиты, что ведет к снижению её эффективности. Для увеличения рассеивания энергии элементы конструктивной защиты в виде трубчатого профиля металлического проката следует заполнить рабочей средой с возможностью регулирования давления [259].

Предлагаемая конструкция представлена на рисунке 6.7, где 1 – наружная обшивка; 2 – горизонтальное ребро жёсткости; 3 – трубчатый элемент

конструктивной защиты; 4 – продольные балки; 5 – вертикальный киль; 6 – флор; 7 – стрингер; 8 – настил второго дна; 9 – вертикальное ребро жёсткости; 10 – продольные рёбра жёсткости настила второго дна; 11 – крайний междудонный лист; 12 – скуловая кница; 13 – шпангоут; 14 – рабочая среда; 15 – устройство сброса давления.

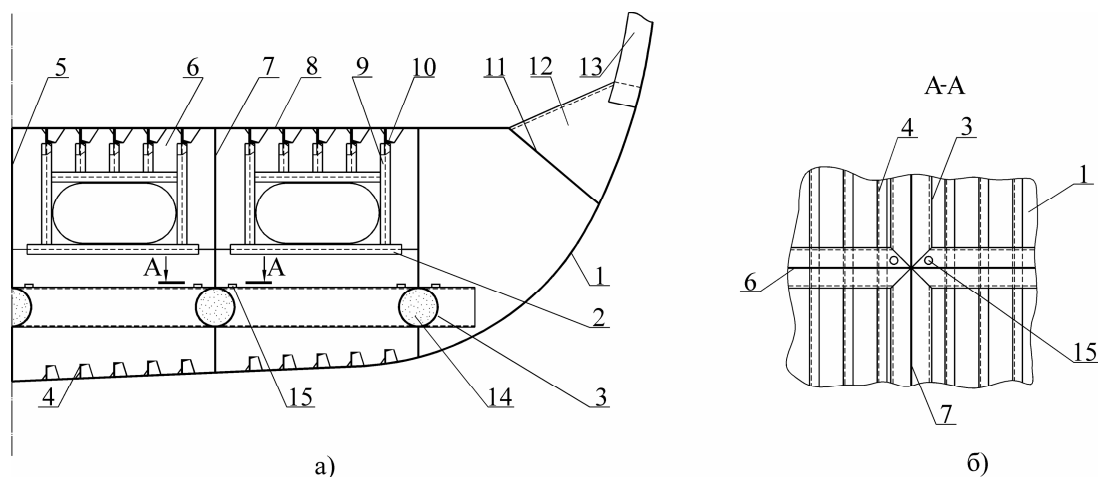


Рисунок 6.7 – Конструктивная днищевая защита, содержащая трубчатые элементы с рабочей средой: а) – общий вид части днищевого перекрытия судна; б) – разрез А–А

Параметры трубчатых элементов конструктивной защиты должны выбираться так, чтобы предельная нагрузка для них была меньше, чем нагрузка, вызывающая сдвиг в стенках флоров и стрингеров. Давление рабочей среды следует выбирать таким образом, чтобы деформирование трубчатого элемента конструктивной защиты осуществлялось без увеличения усилия P , в противном случае не будет обеспечена требуемая податливость нижней части днищевого перекрытия.

Наибольшего эффекта при реализации предлагаемой конструкции можно добиться в том случае, когда усилие P остается практически неизменным во всем диапазоне изменения углов поворота ($0 \leq \beta \leq \frac{\pi}{4}$) звеньев кинематически изменяемого механизма, образующегося в трубчатом элементе конструктивной защиты при его деформировании. С учетом введенных выше обозначений оптимальные параметры трубчатого элемента конструктивной защиты,

заполненного рабочей средой, должны определяться по формулам:

$$P = \sigma_T \cdot b_{\text{э}} \cdot h_{\text{э}}^2 \cdot \frac{8 \cdot (\sigma_T \cdot b_{\text{э}} \cdot h_{\text{э}})^2 - (P \cdot \cos(\beta) - d_{\text{э}} \cdot q_{\text{э}} \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\pi/4 + \beta) \cdot \cos(\beta))^2}{4 \cdot d_{\text{э}} \cdot (\cos(\beta) + \sin(\beta)) \cdot (\sigma_T \cdot b_{\text{э}} \cdot h_{\text{э}})^2} - \sigma_T \cdot b_{\text{э}} \cdot h_{\text{э}}^2 \cdot \frac{(P \cdot \sin(\beta) + d_{\text{э}} \cdot q_{\text{э}} \cdot \sqrt{2} \cdot \cos(\pi/4 + \beta) \cdot \cos(\beta))^2}{4 \cdot d_{\text{э}} \cdot (\cos(\beta) + \sin(\beta)) \cdot (\sigma_T \cdot b_{\text{э}} \cdot h_{\text{э}})^2} + d_{\text{э}} \cdot q_{\text{э}} \cdot \frac{1 - \sqrt{2} \cdot \cos(\pi/4 + \beta) \cdot (\cos(\beta) - \sin(\beta))}{\cos(\beta) + \sin(\beta)}, \quad (6.29)$$

$$P \leq \frac{2 \cdot b_{\text{э}} \cdot \tau_T \cdot (F_{\phi} \cdot n_{\phi} + F_{\text{смп}} \cdot n_{\text{смп}})}{K_3 \sigma_T (m \cdot n_{\phi} + n \cdot n_{\text{смп}})} \quad \text{при } 0 \leq \beta \leq \frac{\pi}{4}, \quad (6.30)$$

где P – усилие, вызывающее деформирование фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты длиной $b_{\text{э}}$, Н;

$b_{\text{э}}$ – длина фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты, м;

$q_{\text{э}}$ – давление рабочей среды в трубчатом элементе конструктивной защиты, Па;

β – угол поворота звена, образующегося в трубчатом элементе конструктивной защиты при его деформировании в случае посадки судна на мель, рад.

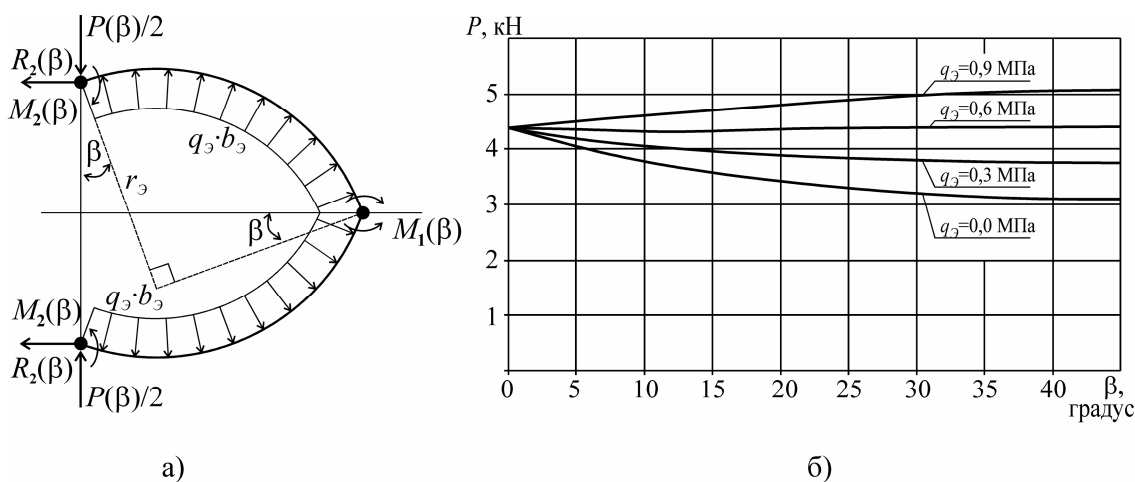


Рисунок 6.8 – Деформирование трубчатого элемента конструктивной защиты с рабочей средой: а) – схема деформирования; б) – изменение усилия в процессе деформирования

В качестве примера можно рассмотреть днищевое перекрытие, содержащее трубчатый элемент конструктивной защиты диаметром $d_{\text{э}} = 0,325$ м, толщиной

стенки $h_3 = 0,016$ м, предел текучести материала которого $\sigma_T = 265$ МПа, и шириной фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты $b_3 = 0,01$ м. Расчётная схема и результаты расчёта деформирования фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты с указанными выше параметрами представлены на рисунке 6.8. При нулевом давлении рабочей среды (что соответствует [233]) усилие P , вызывающее деформирование фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты уменьшается на 30% по сравнению с первоначальным значением при повороте звеньев на 45° , что ведёт к снижению величины энергии, рассеиваемой трубчатыми элементами конструктивной защиты. При $q_3 = 0,3$ Мпа усилие P , вызывающее деформирование фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты, снижается не так интенсивно, а при $q_3 = 0,6$ Мпа остается практически неизменным. Поэтому в данном случае оптимальным значением давления рабочей среды является $q_3 = 0,6$ Мпа. При $q_3 = 0,9$ Мпа усилие P , вызывающее деформирование фрагмента трубчатого элемента конструктивной защиты, возрастает, в результате чего не будет обеспечена требуемая податливость нижней части днищевого перекрытия.

Элементы конструктивной защиты также можно выполнить в виде стенки, закреплённой в направляющих соединительными элементами [263]. Данная конструкция представлена на рисунке 6.9, где 1 – наружная обшивка; 2 – горизонтальное ребро жёсткости; 3 – направляющие; 4 – продольные балки; 5 – вертикальный киль; 6 – флор; 7 – стрингер; 8 – настил второго дна; 9 – вертикальное ребро жёсткости; 10 – продольные рёбра жёсткости настила второго дна; 11 – крайний междудонный лист; 12 – скуловая кница; 13 – шпангоут; 14 – стенка; 15 – соединительные элементы; 16 – энергопоглощающие элементы.

При посадке на мель или при касании грунта происходит гашение кинетической энергии судна за счёт деформирования наружной обшивки, продольных балок, а также нижних частей стенок флоров, стрингеров и вертикального килля, а верхняя часть с настилом второго дна остаётся недеформированной. Для обеспечения податливости нижняя часть вертикального

кия, стенок флоров и стрингеров содержит элементы конструктивной защиты в виде направляющих, в которых при помощи соединительных элементов закреплены стенки. Соединительные элементы срезаются при нагрузке, меньшей, чем критическая нагрузка для верхних частей стенок флоров и стрингеров, подкрепленных вертикальными и горизонтальными ребрами жёсткости.

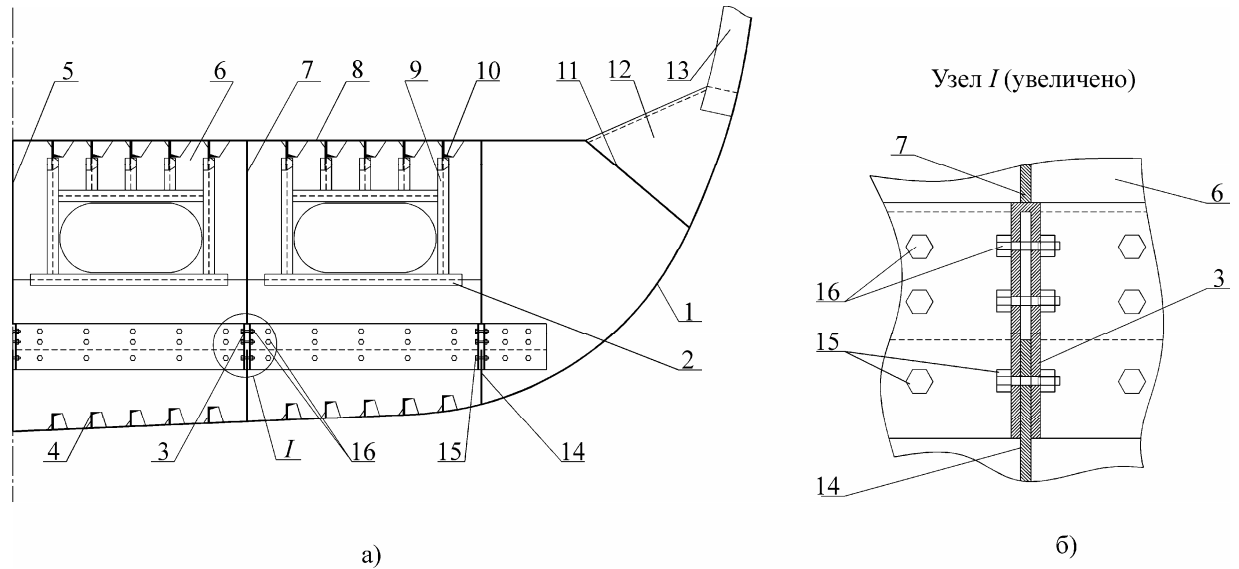


Рисунок 6.9 – Конструктивная днищевая защита, содержащая соединительные элементы, работающие на срез: а) – общий вид части днищевого перекрытия судна; б) – узел I

Параметры элементов конструктивной защиты должны выбираться так, чтобы предельная нагрузка для них была меньше, чем нагрузка, вызывающая сдвиг в стенках флоров и стрингеров, что обеспечивается соответствующим выбором параметров соединительных элементов (материал, количество, площадь поперечного сечения). Располагая размерами среднестатистического пятна контакта днища с грунтом для данного типа судна, поперечной шпацией, а также расстоянием между стрингерами можно определить, какое количество связей оказывается в зоне контакта с грунтом. Тогда с учетом введенных выше обозначений оптимальные параметры соединительных элементов должны определяться по формуле:

$$F_{\text{Э}} = \frac{2 \cdot \tau_T \cdot (F_{\phi} \cdot n_{\phi} + F_{\text{сmp}} \cdot n_{\text{сmp}})}{K_3 \cdot \tau_{TЭ} \cdot n_{\text{Э}} \cdot (m \cdot n_{\phi} + n \cdot n_{\text{сmp}})}, \quad (6.31)$$

где $F_{\text{э}}$ – площадь соединительного элемента, м²;

$\tau_{T\text{э}}$ – предел текучести при сдвиге для материала соединительных элементов, Па;

$n_{\text{э}}$ – число соединительных элементов на единицу длины стенки флора, стрингера или вертикального кия, м⁻¹.

Другим вариантом конструктивной днищевой защиты является установка в нижних частях вертикального кия, стенок флоров и стрингеров последовательно соединенных продольных гофров [229], расположенных в направляющих [261]. Предлагаемая конструкция представлена на рисунке 6.10, где 1 – наружная обшивка; 2 – горизонтальное ребро жёсткости; 3 – последовательно соединённые гофры; 4 – продольные балки; 5 – вертикальный киль; 6 – флор; 7 – стрингер; 8 – настил второго дна; 9 – вертикальное ребро жёсткости; 10 – продольные ребра жёсткости настила второго дна; 11 – крайний междудонный лист; 12 – скуловая кница; 13 – шпангоут; 14 – направляющие.

Тогда с учетом введенных выше обозначений оптимальные параметры гофров, соединенных последовательно и установленных в направляющих, должны определяться по формуле:

$$h_{\text{гоф}} = \sqrt{\left[\frac{2 \cdot \tau_T \cdot (F_{\text{ф}} \cdot n_{\text{ф}} + F_{\text{стр}} \cdot n_{\text{стр}}) \cdot \sin(\alpha_{\text{гоф}})}{K_3 \sigma_T (m \cdot n_{\text{ф}} + n \cdot n_{\text{стр}})} + l_{\text{гоф}} \cdot \text{ctg}(\alpha_{\text{гоф}}) \right]^2 - l_{\text{гоф}}^2 \cdot \text{ctg}^2(\alpha_{\text{гоф}})}, \quad (6.32)$$

где $h_{\text{гоф}}$ – толщина полосы, образующей стенки гофра, м;

$l_{\text{гоф}}$ – ширина полосы, образующей стенки гофра, м;

$\alpha_{\text{гоф}}$ – угол наклона полосы, образующей стенки гофра, по отношению к плоскости, перпендикулярной стенкам флоров и стрингеров;

σ_T – предел текучести материала гофров, Па.

Добиться снижения затрат на ремонт днищевого перекрытия после посадки на мель или касания грунта можно за счёт многократного использования элементов конструктивной защиты, выполненных, например, в виде гидроцилиндров [253]. Такая конструкция представлена на рисунке 6.11, где 1 –

наружная обшивка; 2 – горизонтальное ребро жёсткости; 3 – гидроцилиндр; 4 – продольные балки; 5 – вертикальный киль; 6 – флор; 7 – стрингер; 8 – настил второго дна; 9 – вертикальное ребро жёсткости; 10 – продольные ребра жёсткости настила второго дна; 11 – крайний междудонный лист; 12 – скуловая кница; 13 – шпангоут; 14 – трубопровод; 15 – устройство сброса давления; 16 – кница; 17 – гофр.

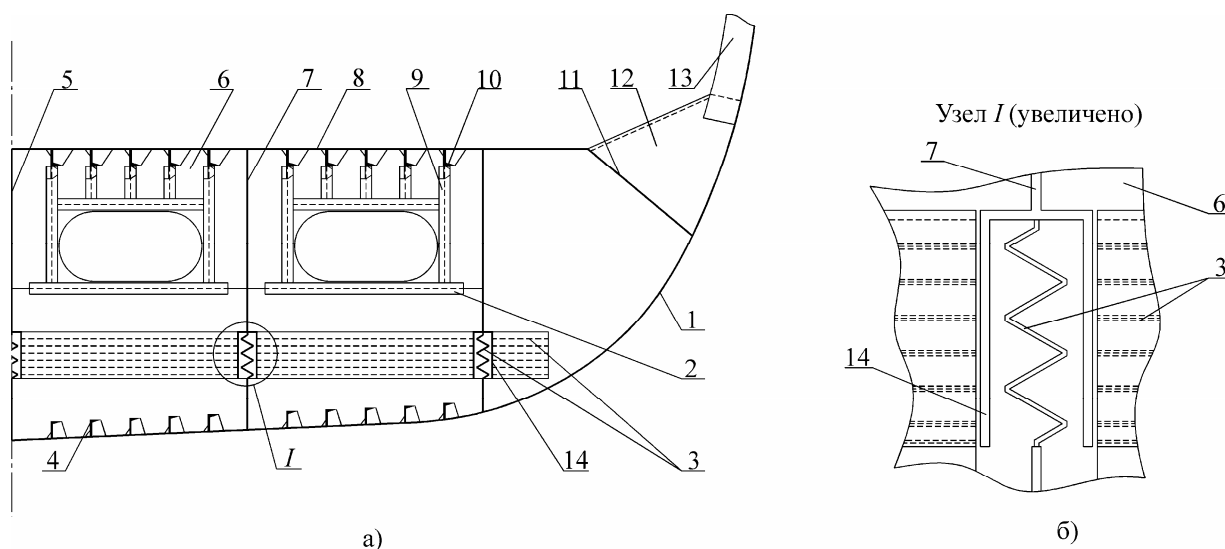


Рисунок 6.10 – Конструктивная днищевая защита с гофрированными элементами:

а) – общий вид части днищевого перекрытия судна; б) – узел *I*

При посадке на мель или при касании грунта происходит гашение кинетической энергии судна за счёт деформирования наружной обшивки, продольных балок, а также нижних частей стенок флоров, стрингеров и вертикального киля, а верхняя часть с настилом второго дна остается недеформированной. Для этого нижняя часть вертикального киля, стенок флоров и стрингеров содержит элементы конструктивной защиты, выполненные в виде гидроцилиндров, оснащенных устройствами сброса давления. Величина давления в гидроцилиндрах ограничивается при помощи устройств сброса давления на таком уровне, чтобы поршни гидроцилиндров начинали двигаться вверх при меньшей нагрузке, чем критическая нагрузка для верхних частей стенок флоров и стрингеров, подкрепленных вертикальными и горизонтальными ребрами жёсткости. Для обеспечения беспрепятственного деформирования нижних частей стенок флоров в районе скуловой кницы их стенки содержат гофр.

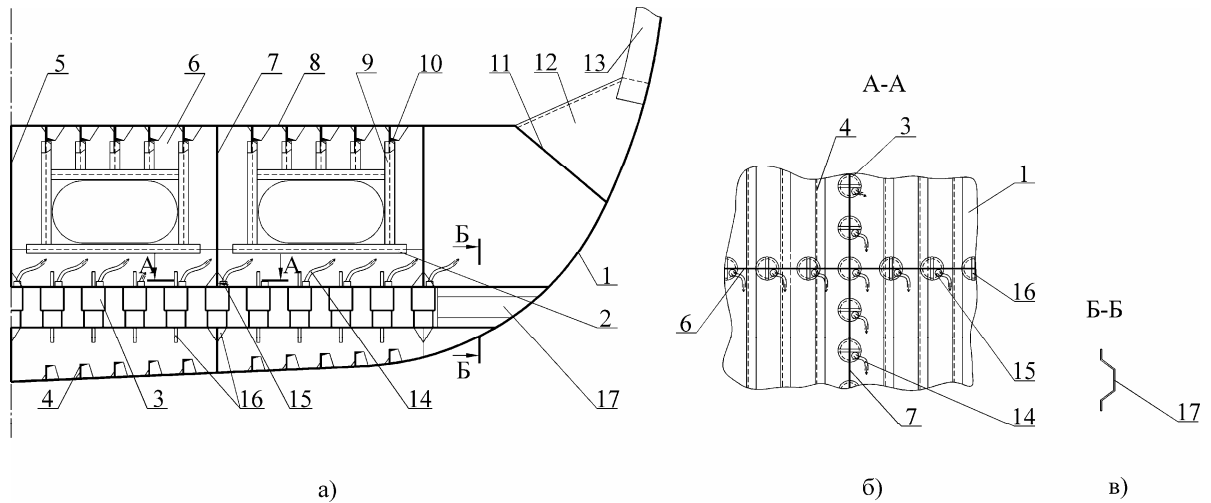


Рисунок 6.11 – Конструктивная днищевая защита, содержащая гидроцилиндры:
 а) – общий вид части днищевого перекрытия судна; б) – разрез А–А; в) – разрез
 Б–Б

С учётом введенных выше обозначений оптимальные параметры элементов конструктивной защиты, выполненных в виде гидроцилиндров, оснащенных устройствами сброса давления, должны определяться по формуле:

$$d_{ГЦ} = \sqrt{\frac{8 \cdot \tau_T \cdot (F_\phi \cdot n_\phi + F_{смп} \cdot n_{смп})}{K_3 \cdot p_{ГЦ} \cdot n_{ГЦ} \cdot (m \cdot n_\phi + n \cdot n_{смп}) \cdot \pi}}, \quad (6.33)$$

где $d_{ГЦ}$ – диаметр гидроцилиндра, м;

$p_{ГЦ}$ – давление в гидроцилиндрах, ограничиваемое посредством устройств сброса давления, Па;

$n_{ГЦ}$ – число гидроцилиндров на единицу длины стенки флора, стрингера или вертикального киля, m^{-1} .

Приведённые варианты конструктивной днищевой защиты позволяют защитить жизненно важные центры судна и, тем самым, снизить ущерб от посадок судов на мель. Применение изложенной в настоящем параграфе методики дает возможность определить безопасную скорость движения судна в районах, где есть большая вероятность посадки судна на мель, а также определить скорость, при которой судно двигалось до аварии. Использование стандартных изделий в качестве элемента конструктивной защиты существенно снижает трудоемкость изготовления днищевых конструкций.

6.3 Математическая модель оценки риска столкновения судов

Столкновения являются одним из наиболее распространенных видов аварий судов мирового флота. Рядом исследователей разработаны математические модели [352, 363], дающие возможность оценивать вероятность столкновения, но они не позволяют в полной мере учитывать влияние характеристик потока судов на вероятность возникновения аварии. В работе [66] была предложена модель, лишённая этого недостатка, однако она позволяет определять вероятности столкновения только для судов движущихся строго параллельными курсами навстречу друг другу. В последнее время для оценки риска столкновения судов находит применение нечёткая логика и нейронные сети. Начинает внедряться концепция мультиагентных технологий, описывающая поведение агентов в рамках технологии с интеллектуальным лидером, обеспечивающим сложные процедуры управления и оптимизации взаимодействующих судов, и с множеством агентов, функционирующих в интегрированной виртуальной среде [215]. При этом агент «судоводитель – управляемое судно» описывает индивидуальные свойства судоводителя (острота зрения, реакцию, опыт управления) и свойства управляемого объекта (максимальная скорость, ускорение, габариты, масса).

В настоящей работе для получения возможности комплексной оценки риска столкновения судов предложена математическая модель, описывающая ситуацию, которая также часто сопровождается столкновениями – пересечение судном морского пути с интенсивным судоходством [88, 90]. Для упрощения здесь рассматривается «неуправляемая» модель, когда суда не пытаются избежать столкновения за счёт маневрирования. Во избежание слишком громоздких выкладок задача сначала формулируется в предельно простом виде. В конце параграфа излагаются подходы к учёту человеческого фактора, постановка задачи обобщается и для неё представляются некоторые результаты. Так, показана возможность применения разработанного математического аппарата к оценке риска столкновения судов при их движении произвольными курсами с использованием подходов, изложенных в параграфе 1.4.

Пусть некоторому судну, которое для простоты называется просто «базовым», требуется под прямым углом пересечь морской путь с интенсивным судоходством шириной Y_w миль. Все суда, кроме базового, движутся строго в пределах границ морского пути и параллельно им в направлении слева направо (см. рисунок 6.12,а). Для простоты они называются «прочими» судами. Если потребуется проанализировать взаимодействие базового судна с каким-либо одним конкретным прочим судном, оно будет называться «выделенным».

Под судном в представленной модели понимается отрезок: вертикальный – для базового судна, горизонтальный – для прочих судов, то есть ширина модели судна нулевая. Это оправдывается тем, что ширина судов существенно меньше их длины, и её влияние может быть легко учтено небольшим удлинением отрезка по сравнению с длиной реального судна.

Пусть длина базового судна (в метрах) L . Двигается оно с постоянной скоростью v узлов. Случайная длина (в метрах) прочих судов обозначается λ_a , а их случайная скорость (в узлах) – v_a . Плотности распределения этих случайных величин $f_\lambda(l_a)$ и $f_v(v_a)$, функции распределения $F_\lambda(e_1) = \int_0^{e_1} f_\lambda(l_a) dl_a$ и $F_v(e_2) = \int_0^{e_2} f_v(v_a) dv_a$, и дополнительные функции распределения $\overline{F}_\lambda(e_1) = 1 - F_\lambda(e_1)$ и $\overline{F}_v(e_2) = 1 - F_v(e_2)$ соответственно. Считается, что хотя скорости прочих судов и случайны, они неизменны во времени.

Пусть существуют математические ожидания длин и скоростей прочих судов:

$$M_\lambda = \int_0^\infty l_a \cdot f_\lambda(l_a) dl_a = \int_0^\infty \overline{F}_\lambda(l_a) dl_a ; \quad (6.34)$$

$$M_v = \int_0^\infty v_a \cdot f_v(v_a) dv_a = \int_0^\infty \overline{F}_v(v_a) dv_a . \quad (6.35)$$

В момент времени $t = 0$ базовое судно пересекает границу морского пути, являющуюся осью x , далее оно движется по оси y (см. рисунок 6.12,а). Под

координатами судна понимаются координаты его носа (на рисунке обозначены стрелками). Выражение «судно находится в ...» означает «координата судна находится в ...».

Предполагается, что суда образуют на морском пути стационарное пуассоновское поле с интенсивностью I_a . Это означает, что в любой момент времени для любой части акватории площадью S_a квадратных миль вероятность того, что в ней находится ровно N судов, $N = 0, 1, 2, \dots$, вычисляется по формуле Пуассона:

$$P_{*N} = \frac{(I_a \cdot S_a)^N}{N!} \exp\{-I_a \cdot S_a\}. \quad (6.36)$$

Для любого количества K , $K = 2, 3, \dots$ взаимно не пересекающихся частей акватории, количества судов, попавших в каждую часть, есть случайные величины, независимые в совокупности. Практический смысл интенсивности I_a – это среднее число судов в части акватории морского пути площадью в одну квадратную милю.

Принимается также, что все указанные случайные величины (длины, скорости и количества судов в любой части акватории морского пути) независимы в совокупности, а их функции распределения в любой части акватории одинаковы и неизменны во времени.

Прежде, чем искать вероятности безопасного пересечения морского пути, необходимо определить, в чём именно заключается сам факт столкновения судов. В обычном понимании этого слова после столкновения суда быстро теряют свой ход и останавливаются. Здесь же принята следующая трактовка: при столкновении сам его факт фиксируется, но суда продолжают своё движение, не изменяя ни его направления, ни скорости, суда как бы проходят одно сквозь другое, не взаимодействуя. В такой модели вероятность столкновения базового судна с неким выделенным прочим судном не равна вероятности их столкновения в обычном понимании. Ведь до их столкновения базовое судно могло столкнуться с другими судами, что в реальности не позволило бы ему столкнуться с

выделенным. Однако, вероятности того, что базовое судно не столкнётся ни с одним из прочих судов, и в представленной модели, и в обычном понимании этого слова равны. Поскольку практический интерес представляет именно эта вероятность, выбранная модель адекватно описывает рассматриваемую ситуацию.

С другой стороны, эта модель позволяет избежать чрезвычайно громоздких промежуточных выкладок. Так, вместо фразы «вероятность столкновения базового и выделенного судов» с очень простой формулой для этой вероятности при обычном понимании этого события, необходимо использовать фразу «условная вероятность столкновения базового и выделенного судов при условии, что до этого базовое судно не столкнётся ни с одним из прочих судов». Громоздкость формулы для этой условной вероятности делает текст выкладок просто нечитаемым.

Иными словами, выбор этой модели объясняется тем, что резко упрощаются промежуточные выкладки, несущественные для рассматриваемого вопроса, при сохранении корректности окончательных результатов.

Теперь можно рассмотреть зависимость результатов движения базового и некоего судна, выделенного из прочих, от их скоростей, длин и взаимного расположения при $t = 0$.

Пусть скорость выделенного судна v_0 , его длина – λ_0 , координаты – (x_0, y_0) . Очевидно, что столкновение может произойти только в точке с координатами $(0, y_0)$, которая будет называться «точкой столкновения».

Для упрощения дальнейшего изложения целесообразно ввести следующие обозначения:

$t_{HH} = y_0 / v$ – момент прохождения точки столкновения носом базового судна;

$t_{BH} = -x_0 / v_0$ – момент прохождения точки столкновения носом выделенного судна;

$t_{HK} = (y_0 + L) / v$ – момент прохождения точки столкновения кормой базового судна;

$t_{BK} = -(x_0 - \lambda_0) / v_0$ – момент прохождения точки столкновения кормой выделенного судна.

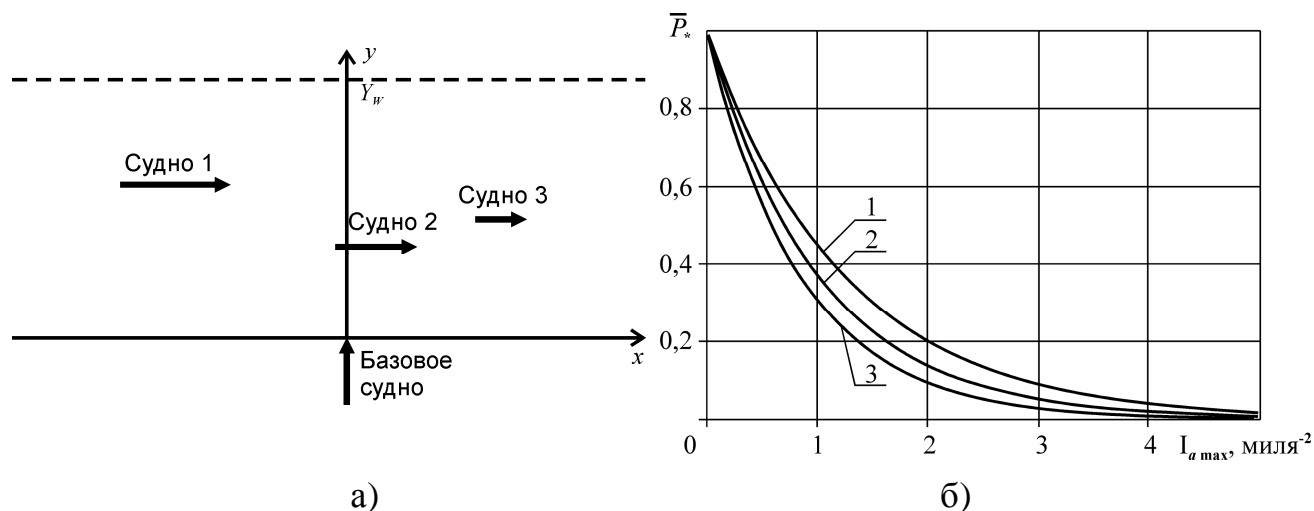


Рисунок 6.12 – Оценка вероятности столкновения судов: а) – схема движения судов; б) – изменение вероятности безаварийного плавания в зависимости от интенсивности потока судов

Понятно, что столкновение не произойдёт лишь в одном из двух случаев. В первом случае $t_{HK} < t_{BH}$, и в момент t_{BH} корма базового судна уже покинет точку столкновения, таким образом нос выделенного судна пройдёт за кормой базового. Во втором $t_{BK} < t_{HH}$, и в момент t_{HH} корма выделенного судна уже покинет точку столкновения, то есть нос базового судна пройдёт за кормой выделенного. После преобразования при $x_0 < 0$ (судно 1 на рисунке 6.12,а) эти условия приобретут вид:

$$v_0 < -v \cdot x_0 / (y_0 + L); \quad (6.37)$$

или

$$\lambda_0 < x_0 + y_0 \cdot v_0 / v. \quad (6.38)$$

При $x_0 \geq 0$ первое условие невыполнимо, так как $t_{BH} \leq 0$, значит, нос выделенного судна уже достиг точки столкновения (судно 2, судно 3 на рисунке 6.12,а). Второе условие сохраняет силу, а условия столкновения будут выглядеть следующим образом.

– При любых x_0 требуется, чтобы $\lambda_0 > x_0 + y_0 \cdot v_0 / v$, иначе нос базового судна пройдёт за кормой выделенного.

– При $x_0 < 0$ к этому добавляется условие $v_0 > -v \cdot x_0 / (y_0 + L)$, в противном случае нос выделенного судна пройдёт за кормой базового.

Пусть имеются координаты (x, y) выделенного судна, но его скорость v_a и длина λ_a не известны, то есть они являются случайными величинами. Требуется найти вероятность $P_{*1}(x, y)$ того, что произойдёт столкновение с ним базового судна. Нижний индекс 1 этой вероятности означает, что это вероятность столкновения с одним судном.

Из изложенного выше следует, что

при $x < 0$

$$P_{*1}(x, y) = \int_{-v \cdot x / (y+L)}^{\infty} \int_{x+y \cdot v_a / v}^{\infty} f_{\lambda}(l_a) f_v(v_a) dl_a dv_a = \int_{-v \cdot x / (y+L)}^{\infty} \overline{F}_{\lambda}(x + y \cdot v_a / v) f_v(v_a) dv_a, \quad (6.39)$$

при $x \geq 0$

$$P_{*1}(x, y) = \int_0^{\infty} \int_{x+y \cdot v / v}^{\infty} f_{\lambda}(l_a) f_v(v_a) dl_a dv_a = \int_0^{\infty} \overline{F}_{\lambda}(x + y \cdot v_a / v) f_v(v_a) dv_a. \quad (6.40)$$

Пусть известно, что на протяжении морского пути от $x = -X_w$ до $x = X_w$ находится единственное судно, но теперь не известны и его координаты, т.е. они являются двумерной случайной величиной. В силу пуассоновости поля судов эта случайная величина равномерно распределена в прямоугольнике длиной $2 \cdot X_w$ и шириной Y_w [12]. Тогда вероятность столкновения с ним по формуле полной вероятности будет равна

$$P_{*1} = (2 \cdot X_w \cdot Y_w)^{-1} \int_{-X_w}^{X_w} \int_0^{Y_w} P_{*1}(x, y) dx dy. \quad (6.41)$$

Если же на протяжении морского пути от $x = -X_w$ до $x = X_w$ находится N судов с неизвестными координатами, то в силу независимости всех случайных величин, вероятность избежать столкновения базового судна с любым из этих судов будет равна

$$\overline{P}_{*N} = \prod_{k=1}^N (1 - P_{*1}) = (1 - P_{*1})^N = \overline{P}_{*1}^N. \quad (6.42)$$

Предполагая, что не известно и количество судов, находящихся в указанном

прямоугольнике, то есть оно случайно, в силу пуассоновости поля судов вероятность избежать столкновения с ними по формуле полной вероятности

$$\begin{aligned} \bar{P}_* &= \exp\{-2 \cdot X_W \cdot Y_W \cdot I_a\} \cdot \sum_{N=0}^{\infty} \frac{(2 \cdot X_W \cdot Y_W \cdot I_a \cdot \bar{P}_{*1})^N}{N!} = \exp\{-2 \cdot X_W \cdot Y_W \cdot I_a \cdot (1 - \bar{P}_{*1})\} = \\ & \exp\{-2 \cdot X_W \cdot Y_W \cdot I_a \cdot P_{*1}\} = \exp\left\{-I_a \cdot \int_0^{Y_W} \int_{-X_W}^{X_W} P_{*1}(x, y) dx dy\right\}. \end{aligned} \quad (6.43)$$

Поскольку длина X_W была выбрана произвольно, то, устремляя её к бесконечности, можно получить вероятность избежать столкновения с любым из судов:

$$\bar{P}_* = \exp\left\{-I_a \cdot \int_0^{Y_W} \int_{-\infty}^{\infty} P_{*1}(x, y) dx dy\right\}. \quad (6.44)$$

Необходимо определить значение интеграла

$$Q_a = \int_{-\infty}^{\infty} P_{*1}(x, y) dx = \int_{-\infty}^0 \int_{-v_a(y+L)}^{\infty} \bar{F}_\lambda(x + y \cdot v_a / v) f_v(v_a) dv_a dx + \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \bar{F}_\lambda(x + y \cdot v_a / v) f_v(v_a) dv_a dx. \quad (6.45)$$

После изменения порядка интегрирования в обоих интегралах:

$$\begin{aligned} Q_a &= \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot \int_{-v_a(y+L)/v}^0 \bar{F}_\lambda(x + y \cdot v_a / v) dx dv_a + \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot \int_0^{\infty} \bar{F}_\lambda(x + y \cdot v_a / v) dx dv_a = \\ &= \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot \int_{-(y+L)v_a/v}^{\infty} \bar{F}_\lambda(x + y \cdot v_a / v) dx dv_a. \end{aligned} \quad (6.46)$$

После замены $s_a = x + y \cdot v_a / v$

$$Q_a = \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot \int_{-Lv_a/v}^{\infty} \bar{F}_\lambda(s_a) ds_a dv_a = \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot \left(\int_{-Lv_a/v}^0 \bar{F}_\lambda(s_a) ds_a + \int_0^{\infty} \bar{F}_\lambda(s_a) ds_a \right) dv_a. \quad (6.47)$$

Поскольку $\bar{F}_\lambda(s_a) \equiv 1$ при $s_a < 0$,

$$Q_a = \int_0^{\infty} f_v(v_a) \cdot (L \cdot v_a / v + M_\lambda) dv_a = v^{-1} \cdot L \cdot \int_0^{\infty} v_a \cdot f_v(v_a) dv_a + M_\lambda = L \cdot M_v / v + M_\lambda. \quad (6.48)$$

Полученное выражение не зависит от y , поэтому вероятность избежать столкновения с любым из судов, движущихся по морскому пути, будет равна

$$\bar{P}_* = \exp\{-I_a \cdot Y_W \cdot (L \cdot M_v / v + M_\lambda)\}, \quad (6.49)$$

а вероятность столкновения с каким-либо из судов

$$P_* = 1 - \exp\{-I_a \cdot Y_w \cdot (L \cdot M_v / v + M_\lambda)\}. \quad (6.50)$$

Теперь, не выходя за рамки принятого понятийного аппарата, можно обобщить предложенную модель и сформулировать конечные результаты.

Пусть, во-первых, все прочие суда движутся строго в пределах границ морского пути и параллельно им в направлении либо слева направо (левый поток, L), либо справа налево (правый поток, R).

Во-вторых, есть возможность отказаться от однородности обоих потоков по оси y : математические ожидания длин и скоростей для левого и правого потоков прочих судов обозначатся соответственно $M_{L\lambda}(y)$, $M_{Lv}(y)$, $M_{R\lambda}(y)$ и $M_{Rv}(y)$, а интенсивности левого и правого потоков – $I_{aL}(y)$ и $I_{aR}(y)$.

Тогда вероятность избежать столкновения нашего судна с любым из судов на морском пути будет равна

$$\bar{P}_* = \exp\left\{-\int_0^{Y_w} I_{aL}(y)(L \cdot M_{Lv}(y)/v + M_{L\lambda}(y))dy - \int_0^{Y_w} I_{aR}(y)(L \cdot M_{Rv}(y)/v + M_{R\lambda}(y))dy\right\}, \quad (6.51)$$

а вероятность столкновения с каким-либо из судов

$$P_* = 1 - \exp\left\{-\int_0^{Y_w} I_{aL}(y)(L \cdot M_{Lv}(y)/v + M_{L\lambda}(y))dy - \int_0^{Y_w} I_{aR}(y)(L \cdot M_{Rv}(y)/v + M_{R\lambda}(y))dy\right\}. \quad (6.52)$$

Из формул видно, что вероятность аварии не зависит от законов распределения длин и скоростей прочих судов, а определяется лишь математическими ожиданиями этих случайных величин.

Оценку вероятности столкновения судов можно провести на следующем примере. Пусть $v = 12$ узлов, $L = 150$ м, $Y_w = 8$ миль, $M_{L\lambda} = 90$ м, $M_{R\lambda} = 130$ м, т.е. ширина морского пути равна восьми милям, базовое судно длиной 150 м идёт со скоростью 12 узлов. Средняя длина судов в потоке судов, движущихся слева направо, составляет 90 м, а справа налево – 130 м.

Пусть интенсивность потоков судов распределена по ширине морского пути следующим образом

$$I_{aL}(y) = I_{aL\max} \cdot \exp \left[-\frac{\left(y - \frac{Y_w}{3} \right)^2}{\left(\frac{Y_w}{6} \right)^2} \right]; \quad (6.53)$$

$$I_{aR}(y) = I_{aR\max} \cdot \exp \left[-\frac{\left(y - \frac{2 \cdot Y_w}{3} \right)^2}{\left(\frac{Y_w}{6} \right)^2} \right], \quad (6.54)$$

т.е. наибольшая интенсивность левого потока наблюдается при $y = \frac{Y_w}{3}$, а правого – при $y = \frac{2 \cdot Y_w}{3}$, примем $I_{aL\max} = I_{a\max}$, $I_{aR\max} = 2 \cdot I_{a\max}$.

Необходимо определить вероятность избежать столкновения при пересечении морского пути при условии, что со стороны всех судов не предпринимается никаких попыток избежать столкновения. Результаты расчёта представлены на рисунке 6.12,б, где кривая 1 соответствует значениям $M_{Lv} = 10$ узлов, $M_{Rv} = 6$ узлов (средняя скорость судов в потоке судов, движущихся слева направо составляет 10 узлов, справа налево – 6 узлов), кривая 2 – $M_{Lv} = 14$ узлов, $M_{Rv} = 10$ узлов, кривая 3 – $M_{Lv} = 18$ узлов, $M_{Rv} = 14$ узлов. Из рисунка видно, что с ростом максимальной интенсивности обоих потоков судов вероятность пересечь морской путь не столкнувшись ни с одним из них быстро падает, и при $I_{a\max} = 4$ миля⁻² практически равна нулю.

После рассмотрения случая пересечения одним судном потока судов под прямым углом, следует перейти к задаче оценки степени безопасности района акватории, в котором пересекаются два потока судов (рисунок 6.13).

Анализ процессов, происходящих при пересечении потоков судов, резко отличается от определения вероятности безопасного пересечения фарватера одним судном. Для одного судна пересечение фарватера – событие однократное, а для пересекающихся потоков эти события имеют бесконечную кратность как в прошлом, так и в будущем.

Для одного судна пересечение морского пути – событие, ограниченное по времени. Его продолжительность равна $(Y_w + L)/v$, где Y_w – ширина морского

пути; L – длина судна, пересекающего морской путь; v – скорость судна, пересекающего морской путь. Для пересекающихся потоков эти события начались бесконечно давно в прошлом, и будут происходить бесконечно долго в будущем.

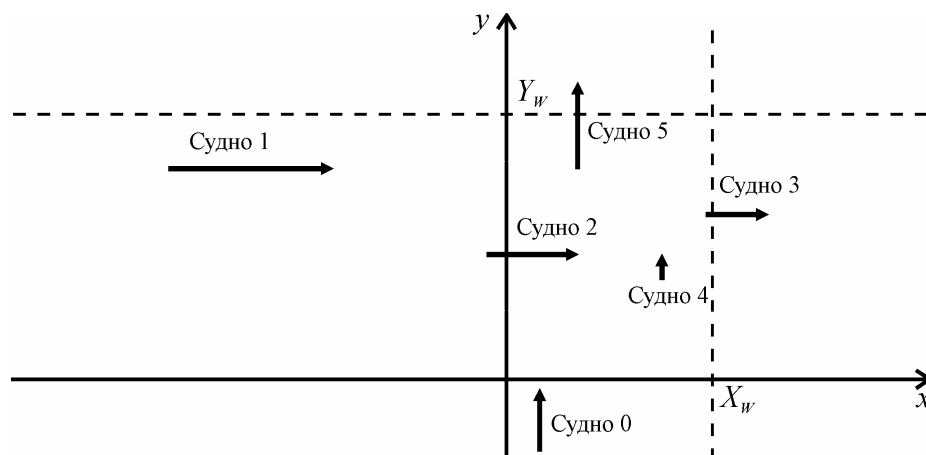


Рисунок 6.13 – Схема пересекающихся потоков судов

Модель горизонтального потока описана выше в настоящем параграфе и в [90]. Эта же модель, только «транспонированная» (суда движутся снизу вверх), служит для вертикального потока. Для этого потока случайную длину судов обозначим λ_v , а их случайную скорость – v_v .

В дополнение к уже определённым случайным характеристикам λ_v и v_v , введём $\tau_v = \lambda_v / v_v$, т.е. случайное собственное время судна. Его плотность распределения будет равна

$$f_{\tau_v}(t) = \int_0^{\infty} v_a \cdot f_{\lambda_v, v_v}(t \cdot v_a, v_a) dv_a. \quad (6.55)$$

Для любой пары судов, одного – из вертикального, второго – из горизонтального потоков, характеристики пересечения есть константы, не зависящие от времени.

В самом деле, пусть длины и скорости судна 0 и судна 1 из рисунка 6.13 равны λ_0 , v_0 , λ_1 и v_1 соответственно, а их координаты в момент времени t_1 равны $(x_{0,1}, y_{0,1})$ и $(x_{1,1}, y_{1,1})$. Тогда точкой пересечения будет $(x_{0,1}, y_{1,1})$, а момент времени достижения точки пересечения носом судна 0 будет $t_{0,H,1} = t_1 + (y_{1,1} - y_{0,1}) / v_0$.

В момент времени t_2 , $t_2 > t_1$, координатами судов будут $(x_{0,2}, y_{0,2})$ и $(x_{1,2}, y_{1,2})$, координатами точки пересечения – $(x_{0,2}, y_{1,2})$, а момент времени достижения точки пересечения носом судна 0 определится из выражения: $t_{0,H,2} = t_2 + (y_{1,2} - y_{0,2})/v_0$.

Из того, что суда движутся с постоянными скоростями строго параллельно границам соответствующих акваторий, вытекает, что $x_{0,2} = x_{0,1}$, $y_{0,2} = y_{0,1} + v_0 \cdot (t_2 - t_1)$, $x_{1,2} = x_{1,1} + v_1 \cdot (t_2 - t_1)$, $y_{1,2} = y_{1,1}$.

Следовательно, не изменяется не только точка пересечения, но и момент времени её достижения носом судна 0:

$$\begin{aligned} t_{0,H,2} &= t_2 + (y_{1,2} - y_{0,2})/v_0 = t_2 + (y_{1,1} - y_{0,1} - (t_2 - t_1) \cdot v_0)/v_0 = \\ &= t_2 + (y_{1,1} - y_{0,1})/v_0 - (t_2 - t_1) = t_1 + (y_{1,1} - y_{0,1})/v_0 = t_{0,H,1}. \end{aligned} \quad (6.56)$$

Совершенно аналогично доказывается постоянство трёх оставшихся моментов времени достижения точки пересечения.

Поэтому для случайного судна вертикального потока вероятность его безаварийного пересечения горизонтального потока по формуле полной вероятности будет равна.

$$\begin{aligned} \bar{P}_* &= \int_0^{\infty} \exp\{-I_{aH} \cdot Y_W \cdot (M_{v_H} \cdot t + M_{\lambda_H})\} \cdot f_{\tau_V}(t) dt = \\ &= \exp\{-I_{aH} \cdot Y_W \cdot M_{\lambda_H}\} \cdot \int_0^{\infty} \exp\{-I_{aH} \cdot Y_W \cdot M_{v_H} \cdot t\} \cdot f_{\tau_V}(t) dt = \\ &= \exp\{-I_{aH} \cdot Y_W \cdot M_{\lambda_H}\} \cdot M \exp\{-I_{aH} \cdot Y_W \cdot M_{v_H} \cdot \tau_V\}, \end{aligned} \quad (6.57)$$

где I_{aH} – интенсивность горизонтального потока судов; M_{v_H} , M_{λ_H} – математическое ожидание скоростей и длин судов горизонтального потока, а буква M перед экспонентой во втором сомножителе обозначает математическое ожидание.

Из всего сказанного вытекает, что вертикальный поток судов разбивается на два подпотока. Первый образуется судами, которые не могут столкнуться, т.к. для них не выполняются условия столкновения ни с одним из судов горизонтального потока. Они свободно пересекают акваторию пересечения

потоков и продолжают своё движение. Интенсивность этого потока – $I_{av} \cdot \overline{P}_*$, где I_{av} – интенсивность вертикального потока судов.

Второй образуются судами, которые обречены на столкновение, поскольку для них выполняются условия столкновения с одним или несколькими судами горизонтального потока. До пересечения потоков они движутся в качестве «жертв», а после него – в качестве «фантомов», т.к. продолжать движение они могут только вследствие особенностей «прозрачной» модели столкновения. При обычном понимании столкновения пересечь горизонтальный поток без последствий они не могут. Интенсивность этого потока – $I_{av} \cdot P_*$.

Для учета влияния человеческого фактора можно воспользоваться подходом, изложенным в [336, 370]. Вероятность столкновения с учетом маневрирования может быть оценена по формуле

$$P_{*y} = P_* \cdot P_{*c}, \quad (6.58)$$

где P_{*y} – вероятность столкновения в управляемой модели, т.е. с учетом попыток судоводителя избежать столкновения;

P_* – вероятность столкновения в неуправляемой модели;

P_{*c} – вероятность того, что попытка избежать столкновения окажется неудачной.

Представляется интересным сопоставить вероятность столкновения судов в рамках моделей [90, 92] с данными статистики с учётом человеческого фактора в соответствии с (6.58). Для этого можно воспользоваться представленными в [370] данными по трафику в Финском заливе, где пересекаются два потока судов: один из них направлен с севера на юг (Таллинн – Хельсинки), а другой – с запада на восток. Значение P_{*c} по данным различных авторов может варьироваться в зависимости от района Мирового океана, условий плавания, оснащённости судов средствами навигации и т.д. Согласно работе [336], для рассматриваемого участка Финского залива значение P_{*c} может быть принято равным $2,7 \cdot 10^{-4}$.

Вероятность безаварийного пересечения горизонтального потока \bar{P}_* для случайного судна вертикального потока определяется выражением (6.57) [92, 149]. Тогда за достаточно большой промежуток времени $T_{набл}$ среднее число судов вертикального потока, участвовавших хотя бы в одном столкновении N_c , можно определить из условия

$$N_c = I_{aV} \cdot (1 - \bar{P}_*) \cdot X_w \cdot M_{v_v} \cdot T_{набл}, \quad (6.59)$$

где X_w – ширина морского пути для вертикального потока; I_{aV} – интенсивность вертикального потока судов; M_{v_v} – математическое ожидание скоростей судов вертикального потока.

В рамках управляемой модели

$$N_{cy} = I_{aV} \cdot (1 - \bar{P}_*) \cdot X_w \cdot M_{v_v} \cdot T_{набл} \cdot P_{*c}. \quad (6.60)$$

Для рассматриваемого района пересечения двух потоков судов, согласно [370], могут быть приняты следующие численные значения параметров, входящих в (6.60) и (6.57): $Y_w = 13,5$ миль, $X_w = 11$ миль, $I_{aH} = 0,0169$ миля⁻², $I_{aV} = 0,0094$ миля⁻², $M_{\lambda_H} = 135$ м, $M_{v_H} = 13,6$ уз, $M_{v_v} = 28$ уз. На основании представленных в [370] данных можно в первом приближении принять, что собственное время судов вертикального потока распределено по закону Вейбулла с параметрами $\beta_w = 1,55$, $\theta_w = 0,0017$ ч, $\gamma_w = 0,0005$ ч:

$$f_{\tau_v}(t) = \frac{\beta_w}{\theta_w} \cdot \left(\frac{t - \gamma_w}{\theta_w} \right)^{\beta_w - 1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - \gamma_w}{\theta_w} \right)^{\beta_w} \right]. \quad (6.61)$$

Расчёт по формуле (6.60) показывает, что за период 6 лет число столкновений составит 0,9, т.е. столкновения в указанном районе должны происходить в среднем один раз в 6 лет и 8 месяцев. Данные статистики, представленные в [336, 370], свидетельствуют о том, что в рассматриваемом районе столкновения судов происходят один раз в 5-7 лет. Это хорошо согласуется с данными расчёта, произведенными в рамках математической модели [92] с учётом человеческого фактора по формуле (6.58).

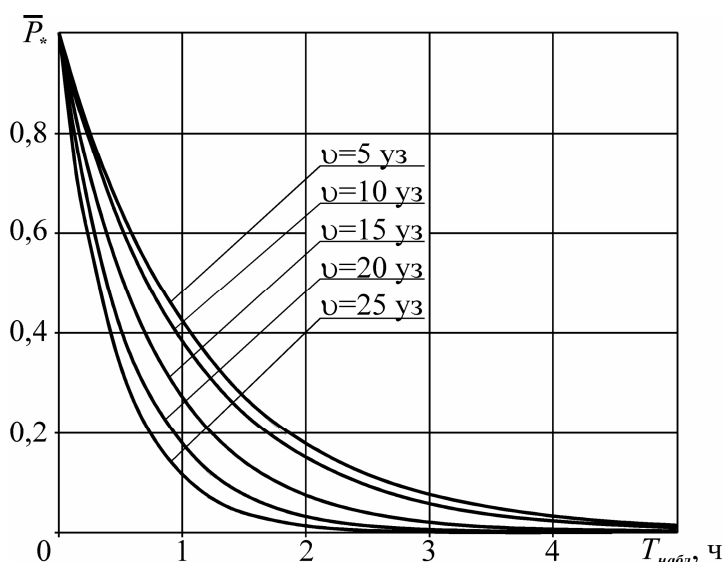


Рисунок 6.14 – Оценка вероятности отсутствия аварии при движении параллельными курсами

Предложенные в работе подходы позволили разработать математические модели оценки вероятности столкновения судов при их движении в произвольных направлениях [95, 96, 100]. Так, для случая параллельных курсов [95] результат расчёта представлен на рисунке 6.14. Принималось, что скорости встречных и попутных судов имеют гамма-распределение с параметрами $a_\gamma = 15$, $b_\gamma = 1,5 \text{ уз}^{-1}$, т.е. математическое ожидание скоростей встречных и попутных судов $M_v = 10 \text{ уз}$. Кроме того считалось, что полуширина базового судна 20 м , математическое ожидание ширин встречных и попутных судов $M_\rho = 20 \text{ м}$, интенсивность пуассоновского поля, образуемого встречными и попутными судами $I_a = 1 \text{ миль}^{-2}$.

Результат оценки опасности столкновения при пересечении морского пути с интенсивным судоходством под углом [96] приведён на рисунке 6.15. Здесь под опасностью столкновения понимается функция

$$D_*(\vec{H}, T_{\text{набл}}) = -\ln \bar{P}_*(\vec{H}, T_{\text{набл}}), \quad (6.62)$$

где $\bar{P}_*(\vec{H}, T_{\text{набл}})$ – вероятность избежать за время $T_{\text{набл}}$ столкновения базового судна, имеющего характеристики \vec{H} , с любым прочим.

Расчёт выполнялся для следующих данных: угол пересечения морского

пути базовым судном $\varphi = \pi/4$, ширина морского пути $Y_w = 3$ мили, математические ожидания длин и скоростей прочих судов $M_\lambda = 150$ м и $M_v = 7,5$ узлов соответственно, длина базового судна $L = 180$ м, скорость базового судна v варьировалась.

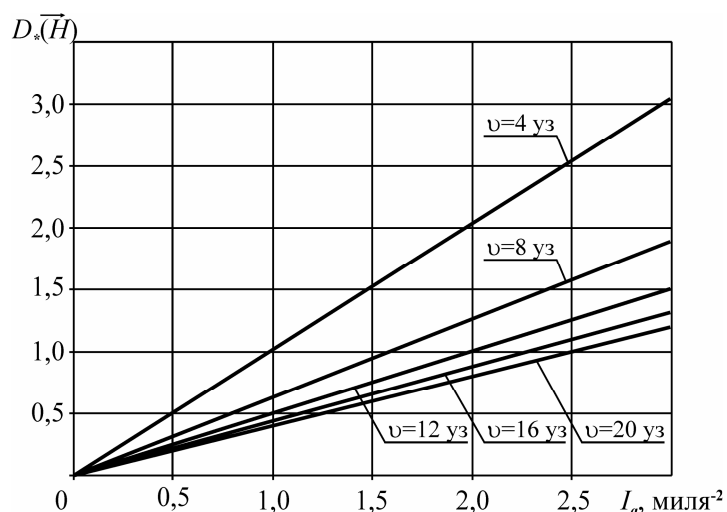


Рисунок 6.15 – Оценка опасности столкновения при пересечении морского пути под углом

Случай движения судна в потоке судов с произвольным направлением движения представлен на рисунке 6.16, где даны зависимости для равномерного распределения курсового угла на окружности $[-\pi, \pi]$, скорость базового судна $v = 12$ узлов, а длина – $L = 100$ м, математическое ожидание скоростей и длин прочих судов $M_v = 15$ узлов и $M_\lambda = 120$ м.

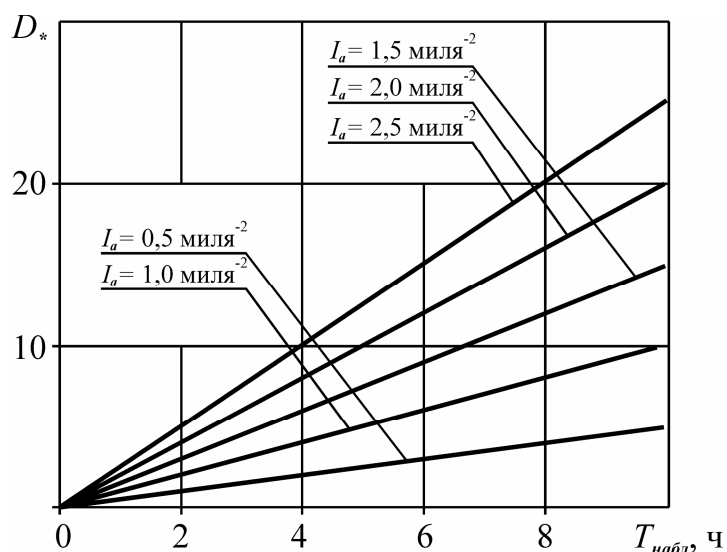


Рисунок 6.16 – Зависимость опасности столкновения от времени при равномерном распределении курсового угла

Влияние человеческого фактора на безопасность мореплавания в моделях [95, 96, 100] может быть учтено с использованием тех же подходов, что были изложены выше для случая двух пересекающихся потоков судов.

Представленные математические модели столкновений могут быть использованы для выбора наиболее безопасного маршрута движения судна, они позволяют оценить риск столкновения судов с использованием зависимости (1.1) с учётом человеческого фактора [107]. Поскольку нельзя снизить до нуля вероятность столкновения судов, перспективным путём снижения ущерба от данного вида аварий, и, соответственно, риска, является соответствующая модернизация корпусных конструкций [147], чему посвящен следующий параграф.

6.4 Разработка конструктивных мероприятий, снижающих последствия столкновений судов

Анализ повреждений, получаемых судами при столкновениях, показывает, что к гибели большинства тараненных судов приводят, в основном, образующиеся в результате аварии подводные пробоины. Такие повреждения вызываются, как правило, наличием на таранящих судах бульбовых надделок, обладающих высокой продольной жёсткостью и прочностью, которая на несколько порядков превышает несущую способность бортовых перекрытий.

Известно, что применение бульбовых надделок позволяет снизить волновое сопротивление на величину порядка 15% и более, в зависимости от характера обводов [27, 289]. Но здесь возникает противоречие между небольшим выигрышем в скорости, а также экономией топлива, составляющей несколько процентов, с колоссальными убытками в случае столкновения. При наличии на таранящем судне бульба, тараненное судно при столкновении даже на малой скорости получает пробоину ниже ватерлинии, что зачастую ведет к гибели судна. Экономическая сторона данного вопроса находит отражение и при страховании судов, так как страховщиками рассматривается вопрос о «принятии

во внимание бульбов в условиях страхования» [368].

При этом отечественные и зарубежные ученые ищут пути уменьшения последствий столкновений с судами, имеющими бульбовые надделки. Так, в 1990 году Г. Войзин [368] разработал рекомендации по снижению последствий от столкновений с судами, имеющими бульбообразные носовые оконечности. Предлагалось уменьшить размеры бульбовых обводов, выполнять бульбовую надделку гибкой в продольном направлении, чтобы она разрушалась при малой продольной силе, при этом сила, разрушающая бульб, должна быть меньше той, что нарушает целостность наружной обшивки бортового перекрытия. В качестве альтернативы бульбообразной носовой оконечности для снижения последствий столкновений, по мнению Г. Войзина, следует рассматривать форму носа Майера. Также рекомендуется снизить толщину листов наружной обшивки и форштевня для создания «облегченной» конструкции [368], но практическая реализация этих положений в полном объеме так и не была осуществлена.

Для решения проблемы уменьшения последствий столкновений с судами, оснащёнными бульбами, были предложены новые конструкции носового бульба [2, 230]. Ликвидировать подводные пробоины можно, сделав продольную несущую способность бульба ниже несущей способности бортовых перекрытий судов, что достигается путём выполнения наружной обшивки бульба в виде кольцевых гофр. Такая конструкция бульбовой надделки имеет конусообразную или цилиндрическую форму, содержит обтекатель и вставку, выполненную в виде гофров и подкрепленную бракетами, а гофры вставки в поперечном сечении имеют форму капли или окружности. Данные конструкции обладают рядом недостатков, поэтому в настоящем параграфе предлагаются новые технические решения.

Так, в конструкции бульба [230] предельная нагрузка для гофров, имеющих большой периметр, оказывается существенно более высокой, чем для гофров с малым периметром, находящихся в носовой части бульба, что приводит к увеличению продольной жёсткости бульба. Снижение продольной жёсткости бульба возможно за счет увеличения высоты гофр с увеличением их периметра,

но это ведет к потере полезного объема внутри бульба, а также повышает трудоемкость изготовления бульбовой наделки, т.к. связано с необходимостью изготовления гофров различной высоты. Увеличение податливости бульба за счёт уменьшения толщины гофров ограничивается тем, что в процессе эксплуатации носовая оконечность судов подвергается интенсивным гидродинамическим нагрузкам.

Для устранения данного недостатка в настоящей работе предлагается конструкция гофрированного бульба, в верхней и нижней частях стенок гофров которого имеется выточка (рисунок 6.17), глубина которой позволяет регулировать податливость бульба:

$$\Delta_{Gi} = t_G - \sqrt{\frac{h_G \cdot P_{0i}}{\sigma_T \cdot \int_0^\pi \sqrt{[R'_i(\varphi)]^2 + [R_i(\varphi)]^2} d\varphi}}, \quad (6.63)$$

где Δ_{Gi} – глубина выточки i -го гофра, м;

h_G – высота гофра, м;

t_G – толщина гофра, м;

P_{0i} – предельная нагрузка i -го гофра, обеспечивающая требуемую податливость бульба, Н;

σ_T – предел текучести материала гофра, Па;

$R_i(\varphi)$ – функция, описывающая форму поперечного сечения i -го гофра, м.

Предлагаемая конструкция бульбовой наделки корпуса судна (рисунок 6.17) состоит из обтекателя 1, гофрированной вставки 2, подкрепленной бракетами 3. Пустоты между бракетами, установленными с внешней стороны, заформованы эластичным наполнителем 4. В верхней и нижней частях стенок гофров имеются выточки 5 определенной глубины [238].

В данном техническом решении при столкновении судов деформирование бульба начинается с гофров, обладающих минимальной предельной нагрузкой, которая регулируется изменением глубины выточки, благодаря чему может быть обеспечена требуемая податливость бульба в продольном направлении.

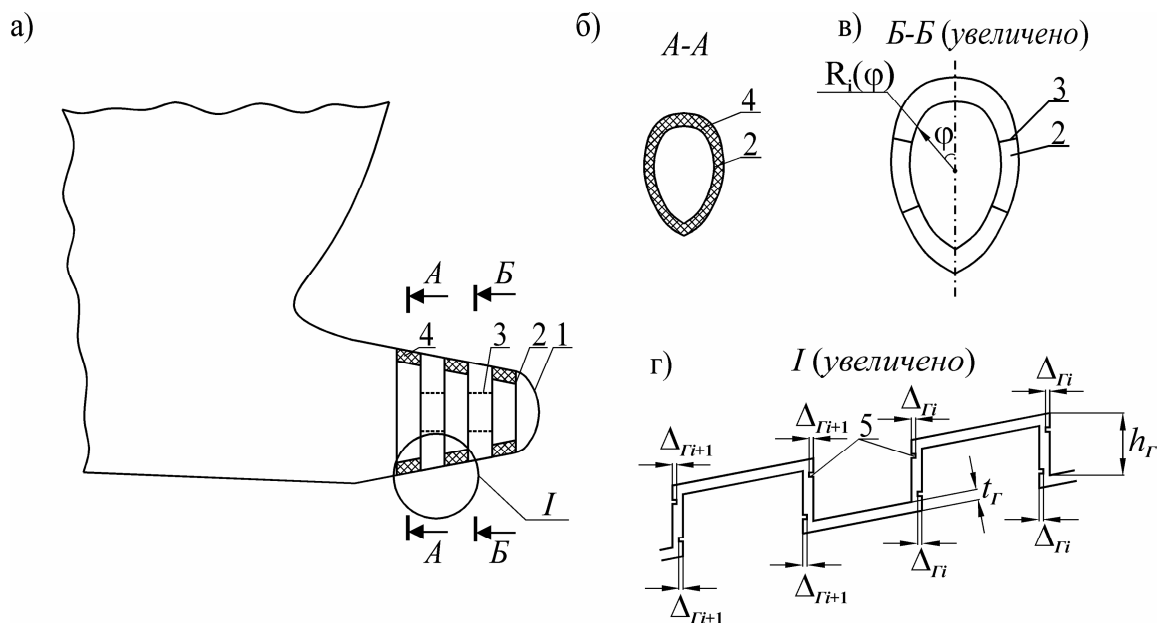


Рисунок 6.17 – Схема гофрированного бульба с выточками в стенках гофров: а)– общий вид; б) – разрез А–А; в) – разрез Б–Б; г) – узел I

В известных конструкциях [2, 230] наличие эластичного заполнителя повышает продольную жёсткость бульбовой наделки, так как в процессе ее деформирования при столкновении судов наружные кромки гофров начинают сближаться и зажимают между собой эластичный наполнитель, препятствуя его выталкиванию из пространства гофра. Это повышает усилие, необходимое для деформирования бульбовой наделки, а также препятствует уменьшению длины бульбовой наделки при деформировании гофров, что снижает эффективность использования данных конструкций.

Решить данную проблему можно за счёт установки в пустотах между поверхностями гофров и бракет эластичных ёмкостей с рабочей средой вместо эластичного заполнителя [239], в стенках гофров – устройств сброса давления, а с внешней стороны – оболочки (рисунок 6.18).

Предлагаемая конструкция бульбовой наделки корпуса судна состоит из обтекателя 1, гофрированной вставки 2, подкреплённой бракетами 3. В пустотах между бракетами, установленными с внешней стороны, находятся эластичные ёмкости 4 с рабочей средой 5, а в стенках гофров имеются устройства сброса давления 6. С внешней стороны бульбовой наделки находится оболочка 7.

При столкновении судов в контакт с подводной частью бортового

перекрытия входит бульбовая наделка, а в надводной части по мере деформирования наделки – верхняя часть форштевня судна. Так как податливость в продольном направлении бульбовой наделки велика, то при столкновении судов она деформируется с образованием пластических шарниров в углах гофрированной вставки. Это сопровождается ростом давления в эластичных ёмкостях и удалением рабочей среды с помощью устройств сброса давления, в качестве которых могут применяться как предохранительные клапаны, так и специальные элементы конструкции, разрушающиеся при превышении давлением в эластичных емкостях определенного значения.

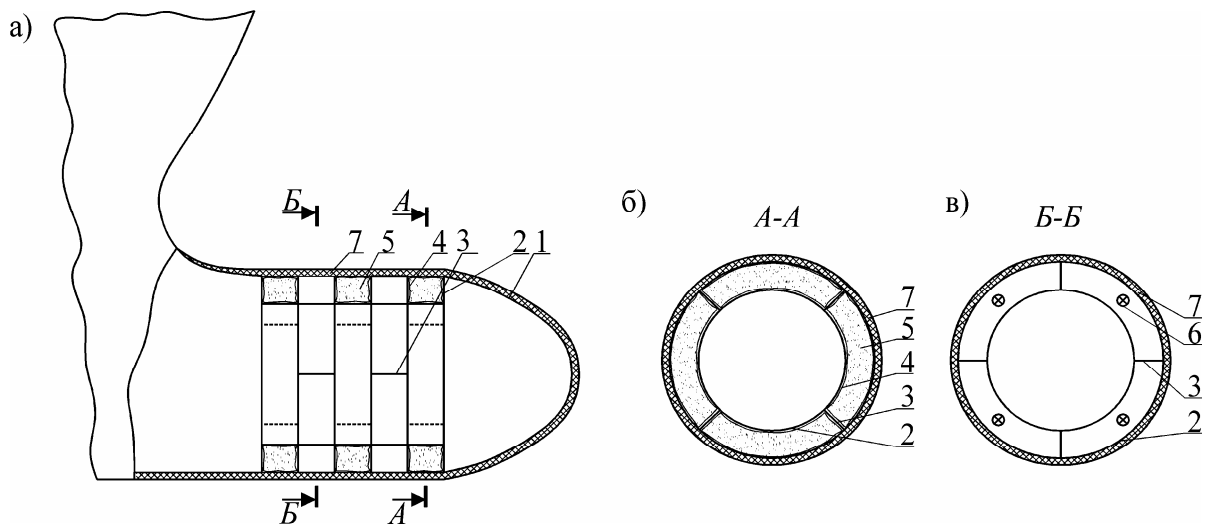


Рисунок 6.18 – Схема гофрированного бульба с эластичными ёмкостями: а) – общий вид; б) – разрез А–А; в) – разрез Б–Б

Применяемые устройства сброса давления должны обеспечивать удаление рабочей среды со скоростью, достаточной для беспрепятственного деформирования гофрированной вставки. Исходя из этого условия, количество устройств сброса давления, приходящихся на каждую эластичную емкость, нужно выбирать с учетом её объема. В качестве рабочей среды может использоваться как жидкость, так и газ под определенным давлением. Расположенная с внешней стороны конструкции оболочка улучшает гидродинамические характеристики бульбовой наделки и не препятствует её деформированию в случае столкновения, так как может изготавливаться из эластичных материалов, например, резины.

Обеспечить требуемую податливость бульбовой наделки можно, выполнив её в виде отдельных секций, диаметр которых увеличивается по направлению к корме. Секции бульбовой наделки нужно скрепить между собой и прикрепить кольцевые шпангоуты к наружной обшивке соединительными элементами, прочность которых определяется заданной осевой нагрузкой на бульбовую наделку (рисунок 6.19, где 1 – наружная обшивка; 2 – кольцевой шпангоут; 3 – секция бульбовой наделки; 4 – соединительный элемент; 5 – эластичная оболочка).

Для обеспечения требуемой податливости число соединительных элементов для каждого из стыков секций и соответствующих соединений кольцевых шпангоутов следует определять по формуле:

$$N_i = \frac{P_{0i}}{S_{\text{э}} \cdot \tau_B}, \quad (6.64)$$

где P_{0i} – предельная нагрузка i -го соединения секций бульбовой наделки, обеспечивающая требуемую податливость бульба, Н;

N_i – количество соединительных элементов в i -м соединении;

$S_{\text{э}}$ – площадь соединительного элемента, м^2 ;

τ_B – предел прочности материала соединительного элемента на сдвиг, Па.

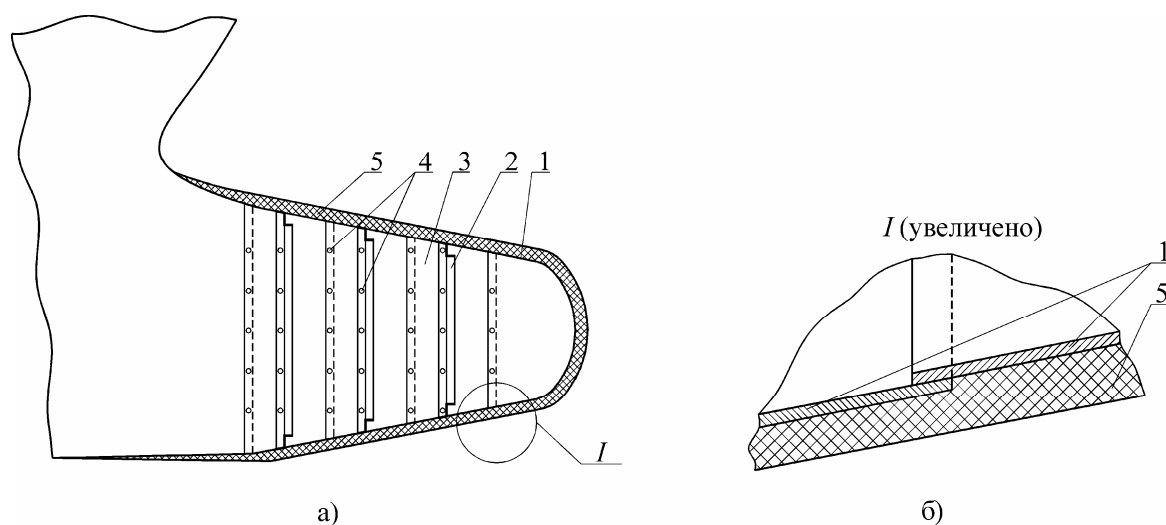


Рисунок 6.19 – Бульб с повышенной продольной податливостью из отдельных секций: а) – общий вид; б) – узел I

В данном техническом решении [247] при столкновении судов деформирование бульба осуществляется за счет среза соединительных элементов и движения секции бульбовой наделки с минимальной предельной нагрузкой соединения внутрь соседней секции бульбовой наделки, при этом требуемая податливость бульбовой наделки в продольном направлении может быть обеспечена надлежащим выбором количества соединительных элементов, их поперечного сечения и материала.

Исключить возникновение подводных пробоин при столкновении судов можно также за счет отсоединения бульбовой наделки таранящего судна непосредственно перед столкновением. Для этого следует закрепить бульбообразный обтекатель на корпусе судна посредством фланцевого соединения с использованием пироболтов (рисунок 6.20). Предлагаемая конструкция состоит из обшивки 1, подкреплённой рёбрами жёсткости 4, и содержит фланец бульбовой наделки 2. При помощи пироболтов 6 и гаек 7 фланец бульбовой наделки 2 прикреплен к фланцу корпуса судна 3, для герметизации соединения установлена прокладка 5.

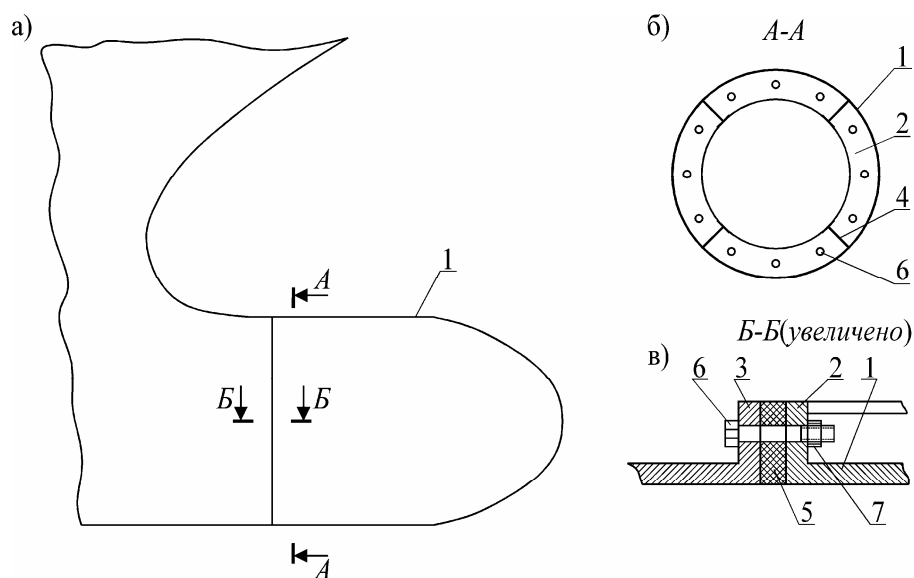


Рисунок 6.20 – Схема отсоединяемого бульба: а) – общий вид;
б) – разрез А–А; в) – разрез Б–Б

При возникновении опасности столкновения и невозможности ухода от него посредством маневрирования производится подрыв пироболтов,

соединяющих фланец бульбовой надделки с фланцем корпуса судна, что приводит к отделению бульбовой надделки и её затоплению. В этом случае при столкновении в контакт в надводной части входит верхняя часть форштевня судна, в результате чего происходит деформирование корпусных конструкций выше ватерлинии. Команда на подрыв пироболтов может подаваться как лицом, осуществляющим управление судном, так и бортовой интеллектуальной системой в автоматическом режиме [284].

Предлагаемые технические решения способствуют тому, что при столкновении судов в подводной части тараненного судна деформации бортового перекрытия останутся незначительными, что позволит избежать появления пробоины ниже ватерлинии. Так можно избежать гибели судна и экипажа, загрязнения окружающей среды, а также существенно сократить объём ремонтных работ из-за уменьшения повреждения корпуса при столкновении.

Выводы по шестой главе

В настоящей главе получены математические модели, позволяющие оценить вероятность возникновения навигационных аварий и конструктивные решения, направленные на снижение их последствий.

Разработана математическая модель оценки риска посадки судна на мель в акватории с различным характером распределения подводных препятствий, позволяющая учитывать влияние изменения уровня воды на безопасность мореплавания. Предложены различные схемы конструктивной днищевой защиты для уменьшения ущерба от посадок судов на мель, позволяющие защитить жизненно важные районы судна, чтобы после снятия с мели оно могло двигаться своим ходом. Разработана методика выбора параметров деформируемых элементов защиты.

Получены математические модели оценки риска столкновений судов, описывающие все практически значимые схемы движения судов, при которых происходят их столкновения: движение параллельными курсами, пересечение

морского пути с интенсивным судоходством, движение в произвольных направлениях. Предложены конструкции бульбовых наделок с повышенной продольной податливостью для снижения последствий столкновения судов и сформулированы рекомендации по выбору их характеристик, что даёт возможность избежать подводных пробоин на тараненном судне.

Новизна предложенных конструктивных решений подтверждается патентами РФ на изобретение, их внедрение позволит значительно снизить ущерб от навигационных аварий.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках поставленной в диссертации проблемы получены следующие основные научные результаты.

1. Сформулированы рекомендации по обеспечению безопасности мореплавания на основе математической модели взаимодействия судна с внешней средой в условиях захвата волной его носовой оконечности, включающие комплекс конструктивных решений, направленных на предотвращение этого явления, а именно:

- создана математическая модель взаимодействия судна с внешней динамической средой, позволяющая определить величины гидродинамических нагрузок, действующих на палубу в носовой оконечности, и объяснить причины реализации нетрадиционной схемы разрушения корпусов судов и потери ими остойчивости при захвате волной носовой оконечности;

- представлена математическая модель оценки риска встречи морских судов с аномальными волнами;

- предложена методика расчета общей прочности судов в экстремальных условиях эксплуатации, сопряженных с захватом волной носовой оконечности судна и выходом из воды кормовой оконечности;

- дана новая классификация процесса заливаемости палубы и расчетным путем обоснована методика выбора профиля седловатости палубы для обеспечения безопасности судов в условиях шторма на встречном волнении;

- разработаны новые конструктивные решения, способствующие снижению вероятности аварий судов, связанных с захватом их носовой оконечности волной;

- создана установка для изучения остойчивости судна в условиях захвата носовой оконечности волной.

2. Создана методика оценки риска разрушения судовых пластин при действии многократных интенсивных локально распределенных нагрузок, основанная на анализе их деформирования под действием контактных эксплуатационных нагрузок с падающей и переменной в процессе нагружения

интенсивностью, а также алгоритме прогнозирования их прогибов:

- уточнены распорные характеристики листовых элементов корпусов судов при локальном нагружении на основании корректировки соотношения между жесткими и гибкими связями, что позволяет более обоснованно назначать их толщины при проектировании и ремонте с учетом работы конструкции в упруго-пластической стадии;

- представлен алгоритм накопления стрелок прогиба, учитывающий историю нагружения, позволяющий прогнозировать рост упруго-пластических прогибов элементов корпусных конструкций при восприятии эксплуатационных нагрузок и риск их разрушения, а также решать обратную задачу – определять величины внешних эксплуатационных нагрузок по остаточным прогибам;

- разработана методика расчета судовых пластин, имеющих произвольные начальные погиби и граничные условия, подверженных действию эксплуатационной нагрузки с постоянно изменяющейся интенсивностью в средней части пролета;

- показана целесообразность использования разработанной методики оценки риска разрушения пластин, воспринимающих интенсивные нагрузки и работающих в составе судовых перекрытий, имеющих эксплуатационные повреждения в смежных с нагружаемым районам, при назначении толщин бортовой обшивки в процессе проектирования судовых корпусов;

- предложены способы испытания образцов при сложном изгибе и установки для их осуществления, позволяющие проводить испытания балок-полосок пластин за пределом упругости в режиме повторно-статического нагружения при изменяющемся в процессе проведения эксперимента коэффициенте распора.

3. Создана методика учёта большой физической и геометрической нелинейности при деформировании элементов стержневых систем, а именно:

- сформулированы требования к методам расчёта стержневых систем, работающих при развитых упруго-пластических деформациях, с целью снижения повреждаемости корпусных конструкций в условиях судоремонтного

производства при определении размеров подкрепляющих связей и в бортовых интеллектуальных системах для контроля прочности судов в процессе эксплуатации;

– разработаны методы расчета стержневых систем, деформируемых совместно с многослойными упруго-пластическими основаниями, с большой геометрической и физической нелинейностью, основанные на кусочно-аналитических решениях.

4. Представлена методика оценки риска разрушения балок и бортовых перекрытий судовых корпусов и методика расчета их упруго-пластического деформирования с учетом особенностей взаимодействия составных элементов бортовых перекрытий, в том числе в запредельном состоянии:

– предложены методы расчета локально загруженных упруго-пластических шпангоутов и стрингеров, работающих совместно с нелинейными упруго-пластическими основаниями, в том числе в запредельном состоянии;

– найдены закономерности деформирования судовых конструкций в упруго-пластической стадии с использованием разработанного математического аппарата, позволяющие определять размеры связей локально загруженных перекрытий с минимальными весовыми характеристиками при проектировании и ремонте корпусов судов;

– выявлена взаимосвязь между конструктивными элементами бортовых перекрытий при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок с учетом нелинейных эффектов и постоянного изменения зоны обрушения перекрытия на основании разработанных методов расчета;

– разработана подходы к оценке риска разрушения бортовых перекрытий и входящих в их состав балок при восприятии интенсивных локально распределенных эксплуатационных нагрузок с учетом геометрической и физической нелинейности, дающая возможность выбирать эффективные конструктивные решения при проектировании бортовых перекрытий корпусов судов.

5. Подготовлен комплекс новых конструктивных решений, снижающих

риск разрушения бортовых конструкций, на основе повышения их несущей способности путем подкрепления, основанный на анализе их поведения при восприятии интенсивных локально распределенных нагрузок, в частности:

- уточнена роль перекрестных связей в обеспечении прочности локально загруженных бортовых перекрытий: при определенных соотношениях жесткостей пластин и набора перекрестные связи не поддерживают балки главного направления вследствие локализации деформаций в ограниченной зоне между перекрестными связями, вскрыты причины локализации деформаций бортовых перекрытий, воспринимающих интенсивные локально распределенные нагрузки и показана необходимость учета этого обстоятельства при проектировании и ремонте корпусных конструкций;

- усовершенствована методика проектирования бортовых перекрытий с равнопрочными связями;

- разработаны и обоснованы не имеющие аналогов в мировой практике схемы подкрепления элементов бортовых конструкций (стержневых систем и пластин), обладающие высокой эффективностью и низкой трудоемкостью, а также методики их расчета, что позволяет значительно повысить несущую способность бортовых перекрытий при действии интенсивных локально распределенных нагрузок, являющихся основной причиной возникновения повреждений.

6. Даны рекомендации по модернизации корпуса, повышающие безопасность мореплавания путем ограничения последствий навигационных аварий, на основе проектирования элементов конструктивной защиты и математических моделей оценки вероятности столкновений и посадки судов на мель, а именно:

- разработаны математические модели оценки риска столкновения судов для случаев пересечения морского пути с интенсивным судоходством, движения судов параллельными и произвольными курсами при переменных характеристиках потока судов, а также посадки судов на мель в условиях изменения глубины акватории, позволяющие обосновывать конструктивные

решения при проектировании и модернизации корпусов судов;

- предложены новые конструкции бульбовых наделок корпуса судна с повышенной продольной податливостью, снижающие последствия столкновений судов;

- разработаны новые схемы конструктивной днищевой защиты, реализация которых позволяет не допустить повреждения фундаментов главных и вспомогательных механизмов, установленных на настиле второго дна, в случае посадки судна на мель и обеспечить возможность движения судна своим ходом после снятия с мели, а также расчетная методика для выбора параметров элементов защиты и оценки ее эффективности.

Большинство технических решений выполнено на уровне изобретений.

Полученные результаты могут быть использованы при создании бортовых ИС контроля эксплуатационной прочности, при проведении научных исследований, в проектных организациях при выборе оптимальных конструктивных решений, на судоремонтных предприятиях при восстановлении прочности изношенных и поврежденных конструкций корпусов судов и для обеспечения учебного процесса.

Дальнейшая разработка темы диссертационного исследования предусматривает:

- подготовку рекомендаций в Правила Регистра по корректировке динамических изгибающих моментов и метацентрической высоты у судов, склонных к заливаемости и захвату носовой оконечности волной, на основе уточнения гидродинамических сил, действующих на палубу в носовой оконечности при ее погружении в воду при нелинейной качке судна на встречном нерегулярном волнении;

- разработку нечеткой формальной системы, отображающей логические правила контроля ситуаций эксплуатационной прочности в рамках разработанных моделей;

- повышение качества алгоритмов контроля эксплуатационной прочности судна на базе бортовых ИС с использованием динамической теории

катастроф и нейросетевых технологий;

– оптимизацию проектирования и конструирования корпусных конструкций судов в носовой оконечности с учетом восприятия гидродинамических нагрузок большой интенсивности;

– совершенствование методики оценки вероятности возникновения навигационных аварий на судах морского флота.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

БАТ	большой автономный траулер
БМРТ	большой морозильный рыболовный траулер
ДП	диаметральная плоскость
ИС	интеллектуальная система
МКЭ	метод конечного элемента
ОЛЭППС	отраслевая лаборатория эксплуатационной прочности промысловых судов
ФРП	флот рыбной промышленности
σ_T	предел текучести материала
K_p	коэффициент распора
$K_{pшп}$	коэффициент распора шпангоута
$K_{рс}$	коэффициент распора стрингера
E	модуль Юнга
G	модуль сдвига
μ	коэффициент Пуассона
t_{nl}	толщина обшивки
I	момент инерции
W	момент сопротивления
I_c	момент инерции стрингера
F	площадь поперечного сечения элемента конструкции
T	продольная сила
M	изгибающий момент
Q	перерезывающая сила
θ	угол поворота поперечного сечения балки
P	величина внешней нагрузки
P_1	внешняя нагрузка, соответствующая образованию в балке одного шарнира в месте приложения нагрузки
P_2	внешняя нагрузка, соответствующая образованию в балке

	внешних нестационарных пластических шарниров
R	реактивные усилия со стороны элемента конструкции
M_0	предельный момент шпангоута
M_0^*	предельный момент шпангоута с учетом перерезывающих сил
M_{0c}	предельный момент стрингера
T_0	предельное значение продольной силы
P_0	локальная предельная нагрузка
u_{nl}	пластическое удлинение нейтральной оси в пластическом шарнире
$V_i(\alpha x)$	функция Н.П. Пузыревского
q	интенсивность внешней нагрузки
b	протяженность распределенной нагрузки вдоль шпангоута
b_4	протяженность распределенной нагрузки, соответствующая образованию четырехшарнирного механизма
$\alpha = \sqrt[4]{\frac{K}{4 \cdot E \cdot I}}$	аргумент функции Пузыревского
K_i	коэффициент жесткости i -го упруго-пластического основания
w_1	прогиб, при котором происходит смена жесткости основания с первой на вторую
w_2	прогиб, при котором происходит смена жесткости основания со второй на третью
a	поперечная шпация
Q_0	предельное значение перерезывающей силы
$l_{обр}$	длина зоны обрушения балки
w	прогиб
Δw	прирост стрелки прогиба
ΔP	степень нагружения
$w_{вн}$	прогиб под внешним шарниром
Δ	расстояние между центром нагружения и упругой опорой

A	податливость упругой опоры
b_1	расстояние между струнами, оттяжками
h	высота балки набора
s	ширина балки- полоски
L	длина судна
B	ширина судна
d	осадка судна
D	весовое водоизмещение судна
ψ_δ	угол дифферента
θ_κ	угол крена
σ	истинная частота волны
σ_k	кажущаяся частота волны
v	скорость судна
P_N	гидродинамическая сила, действующая на носовую оконечность судна в условиях ее захвата волной
δ	смещение результирующей гидродинамических сил при захвате волной носовой оконечности от диаметральной плоскости судна
F_Π	погруженная в воду площадь палубы
$S_{ВЛ}$	площадь ватерлинии судна
a_Π	длина погруженной в воду носовой оконечности
$M_{дон}$	дополнительный изгибающий момент, возникающий в корпусе судна при захвате волной носовой оконечности
h_0	начальная поперечная метацентрическая высота
h_B	высота надводного борта
h_w	высота волны
λ	длина волны
R	продольный метацентрический радиус
Fr	число Фруда

γ_B	удельный вес воды
S_a	площадь акватории
t	время
P_*	вероятность события

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 1172813 СССР, МКИ³ В 63 В 3/14, В 63 В 59/02. Бортовое перекрытие судна / Е.П. Бураковский, В.В. Смирнов.– № 3655282/27–11; заявл. 20.10.1983; опубл. 15.08.1985, бюл. № 30. – 3 с.
2. А.с. 1197918 СССР, МКИ³ В 63 В 1/06. Бульбовая наделка корпуса судна / Е.П. Бураковский.– № 3570549/27–11; заявл. 04.04.1983; опубл. 15.12.1985, бюл. № 46. – 3 с.
3. А.с. 1214521 СССР, МКИ³ В 63 В 3/24. Днищевое перекрытие судна / Е.П. Бураковский.– № 3546763/27–11; заявл. 23.11.1982; опубл. 28.02.1986, бюл. № 8. – 3 с.
4. А.с. 1221053 СССР, МКИ³ В 63 В 59/02. Кранец / Е.П. Бураковский, В.В. Касьянов, Ж.Г. Концедаева.– № 3815421/27–11; заявл. 01.08.1984; опубл. 30.03.1986, бюл. № 12. – 4 с.
5. А.с. 1579841 СССР, МКИ³ В 63 В 9/02. Модель судна / Е.П. Бураковский, В.В. Касьянов, А.Н. Сахар.– № 4384325/27–11; заявл. 05.01.1988; опубл. 23.07.1990, бюл. № 27. – 3 с.
6. А.с. 1615032 СССР, МКИ³ В 63 В 9/00, В 63 В 3/26. Узел подкрепления деформированного участка судового перекрытия / В.А. Кулеш, Г.П. Шемендюк, А.А. Алексюк.– № 4643417/31–11; заявл. 26.12.1988; опубл. 23.12.1990, бюл. № 47. – 3 с.
7. Абрамовский, В.А. Скоростные паромы ЦМКБ «Алмаз» для «Балтийского моста» / В.А. Абрамовский // Морской вестник.– 2002.– №3(3).– С.29–31.
8. Абрамян, К.Г. Еще один приближенный способ решения задач упруго-пластического изгиба балок / К.Г. Абрамян // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича: тезисы докладов. – СПб., 2000. – С.116. – 117.
9. Аварийность судов рыбопромыслового флота Российской Федерации за 2017 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http:// fish.gov.ru /files/ documents/ otraslevaya_deyatelnost / bezopasnost_moreplavaniya/ bm2.pdf](http://fish.gov.ru/files/documents/otraslevaya_deyatelnost/bezopasnost_moreplavaniya/bm2.pdf) (дата обращения:

09.02.2020).

10. Аксютин, Л.Р. Аварии судов от потери остойчивости / Л.Р. Аксютин, С.Н. Благовещенский. – Л.: Судостроение, 1975. – 200 с.
11. Александров, М.Н. Безопасность человека на море / М.Н. Александров. – Л.: Судостроение, 1983. – 208 с.
12. Амбарцумян, Р.В. Введение в стохастическую геометрию / Р.В. Амбарцумян, Й. Мекке, Д. Штойян. – М.: Наука, 1989.– 400 с.
13. Апполонов, Е.М. Уточнение запасов прочности балочных конструкций со сдвиговым механизмом обрушения / Е.М. Апполонов // Вопросы судостроения: Науч.-техн. сб. – 1984. – Вып.40. – С.40–45.
14. Апполонов, Е.М. Проектирование конструкций ледовых усилений по критерию предельной прочности / Е.М. Апполонов // Судостроение. – 1992. – №2. – С. 9–13.
15. Апполонов, Е.М. Исследование последствий взаимодействия корпуса с аномальной волной на примере гибели судна «Аурелия» / Е.М. Апполонов, Г.В. Бойцов, М.А. Кудрин, М.А. Кутейников, Е.А. Шишенин // Научно-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – СПб., 2006.– № 29.– С. 28– 44.
16. Апполонов, Е.М. Обеспечение ледовой прочности и безопасной эксплуатации судов в российских арктических и замерзающих морях на основе комплексной системы формирования принципиальных инженерных решений / Е.М. Апполонов, А.Б. Нестеров, О.Я. Тимофеев // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– СПб, 2008.–Вып. 39.– С. 69– 89.
17. Апполонов, Е.М. Регламентация ледовых нагрузок на вертикальный борт при сжатии во льдах / Е.М. Апполонов, А.Б. Нестеров, О.Я. Тимофеев // Науч.-техн. сб. Российского Морского Регистра Судоходства.– СПб., 2008.– Вып. 31.– С. 129– 146.
18. Апполонов, Е.М. Предельные нагрузки и упругопластическое деформирование судовых балочных конструкций / Е.М. Апполонов, О.В. Таровик. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2012. – 128 с.
19. Артамонов, В.С. Проблемы безопасности водного транспорта при

- чрезвычайных ситуациях / В.С. Артамонов, В.С. Звонов, А.С. Поляков, Д.А. Скороходов, А.Л. Стариченков, Н.И. Уткин.– СПб.: УГПС МЧС РФ, 2010.– 362 с.
20. Архангородский, А.Г. Сминающиеся прокладки в судостроении и судоремонте / А.Г. Архангородский, Л.М. Беленький, А.Б. Литвин. – Л.: Судостроение, 1966. – 132с.
21. Архангородский, А.Г. Определение нагрузок на борта судов при швартовках на волнении / А.Г. Архангородский, В.П. Дурнов, А.И. Симанович // Судостроение. – 1978. – № 10. – С.26–31.
22. Архангородский, А.Г. Прочность и ремонт корпусов промысловых судов / А.Г. Архангородский, Б.Я. Розендент, Л.Н. Семенов. – Л.: Судостроение, 1982. – 272 с.
23. Афонин, А. Б. Исследование факторов, влияющих на навигационную аварийность в условиях мелководья / А. Б. Афонин, И. Ю. Королёв, А. Л. Тезиков // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова.– 2017.– Т. 9, №4.– С. 735–743.
24. Бадулин, С.И. Волны-убийцы и их дистанционное зондирование / С.И. Бадулин, А.Ю. Иванов, А.Г. Островский // Исследование Земли из космоса. – 2006. – № 1. – С. 77 – 92.
25. Барабанов, Н.В. Оценка напряженного состояния балочно-ферменных конструкций двойных бортов при ледовых нагрузках / Н.В. Барабанов, Е.М. Беловецкий // Судостроение. – 1996. – № 8. – С.6–9.
26. Барабанов, Н.В. Повреждение судовых конструкций / Н.В. Барабанов и др. – Л.: Судостроение, 1977. – 400 с.
27. Барабанов, Н.В. Конструкция корпуса морских судов: учебник для вузов. В 2 т. Т.1. Общие вопросы конструирования корпуса судна / Н.В. Барабанов, Г.П. Турмов. – СПб.: Судостроение, 2002. – 448 с.
28. Басин, А.М. Гидродинамика судов на мелководье / А.М. Басин, И.О. Веледницкий, А.Г. Ляховицкий.–Л.: Судостроение,1976.– 320 с.
29. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК пресс,

2005. – 640 с.

30. Безопасность мореплавания и ведения промысла. – М.: Транспорт, 1991. – Вып. 3, 4. – 36 с.

31. Безопасность мореплавания и ведения промысла. – М.: Транспорт, 1992. – Вып. 81. – 32 с.

32. Безухов, Н.И. Основа теории упругости, пластичности и ползучести / Н.И. Безухов. – М.: Высшая школа, 1961. – 537 с.

33. Беленький, Л.М. Исследование по проблеме нормирования при дефектации корпусов промысловых судов: в 2 т.: дис. ... докт. техн. наук: 223. / Беленький Леонид Михайлович. – Калининград, 1970. – Т. 1. – 284 с. Т. 2. – 153 с.

34. Беленький, Л.М. Большие деформации судовых конструкций / Л.М. Беленький. – Л.: Судостроение, 1973. – 206 с.

35. Беленький, Л.М. Определение наибольших значений местных нагрузок, воздействующих на корпус судна / Л.М. Беленький // Судостроение. – 1976. – № 4. – С.10–12.

36. Беленький, Л.М. Оценка величины многократно действующих местных нагрузок по остаточным прогибам обшивки / Л.М. Беленький, В.П. Шабунин // Судостроение, 1978. – № 3. – С.9–12.

37. Беленький, Л.М. Расчет судовых конструкций в пластической стадии / Л.М. Беленький. – Л.: Судостроение, 1983. – 448 с.

38. Бененсон, А.Н. Предельная прочность бортовых перекрытий судов ледового плавания / А.Н. Бененсон, В.А. Курдюмов // Судостроение. – 1984. – №6. – С.5–8.

39. Беспалов, М.М. Обоснование методики расчета ледовых нагрузок на рыбопромысловые суда по результатам натурных испытаний / М.М. Беспалов, Г.Г. Казаков // Научно-техническая конференция «Совершенствование эксплуатации и ремонта корпусов судов»: тезисы докладов. – Калининград, 1979. – С.144–147.

40. Благовещенский, С.Н. Качка корабля / С.Н. Благовещенский. – Л.: Судпромгиз, 1954. – 520 с.

41. Благовещенский, С.Н. Справочник по статике и динамике корабля. В 2 т. Т. 2.

Динамика (качка) корабля / С.Н. Благовещенский, А.Н. Холодилин. – Л.: Судостроение, 1976. – 176 с.

42. Бойко, М.С. Основные направления совершенствования требований классификационных обществ к корпусу крупнотоннажных контейнеровозов / М.С. Бойко, М.А. Кутейников, В.С. Одегов // Судостроение. – 2014. – №4. – С. 20–24.

43. Бойцов, Г.В. Анализ распора обшивки судовых перекрытий при ее больших прогибах под действием локально-распределенных нагрузок / Г.В. Бойцов, Е.П. Бураковский // Судостроение. – 1982. – № 9. – С.7–11.

44. Бойцов, Г.В. Эффективность критериев прочности корпусных конструкций / Г.В. Бойцов // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича: тезисы докладов. – СПб, 2000. – С.5–7.

45. Бойцов, Г.В. Вероятностно-экономическое обоснование оптимальных запасов предельной прочности корпусных конструкций / Г.В. Бойцов // Научно-техн. сб. РМРС. – СПб., 2002. – Вып. 25. – С. 18–25.

46. Бойцов, Г.В. Новые принципы нормирования прочности судов / Г.В. Бойцов // Судостроение. – 2003. – № 4. – С.5–10.

47. Бойцов, Г.В. Предложения по корректировке нормативов обновления корпуса судна / Г.В. Бойцов // Научно-техн. сб. РМРС. – СПб., 2004. – №27. – С. 21–30.

48. Бойцов, Г.В. О резервах совершенствования требований к прочности судов смешанного района плавания / Г.В. Бойцов, М.А. Кутейников, О.Я. Тимофеев // Научно-техн. сб. РМРС. – СПб., 2005. – Вып. 28. – С. 12–21.

49. Бойцов, Г.В. Вероятностные методы в расчетах прочности и надежности судовых конструкций / Г.В. Бойцов, Г.Б. Крыжевич. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2007. – 263 с.

50. Бойцов, Г.В. Необходимое обновление системы требований к прочности судов внутреннего и ограниченного морского плавания / Г.В. Бойцов // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – СПб., 2008. – Вып. 41(325). – С. 25–41.

51. Болотин, В.В. Применение методов теории вероятности и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин. – М.: Стройиздат, 1971. – С.32–53.

52. Большев, А.С. Математическое моделирование поведения морских плавучих объектов в программном комплексе «Anchored Structures» / А.С. Большев, М.А. Кутейников, С.А. Фролов // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – СПб., 2013.– Вып. 36.– С. 68– 90.
53. Бортовые интеллектуальные системы. В 2 ч. Ч. 2. Корабельные системы.– М.: Радиотехника, 2006. – 80 с.
54. Брикер, А.С. К вопросу оценки прочности корпуса изношенного судна при наличии гофрировки обшивки, о нормировании и подкреплении остаточной прогиби пластин / А.С. Брикер //НТО Судпрома. – 1968. – Вып. 103. – С.45–56.
55. Бронников, А.В. Морские транспортные суда / А.В. Бронников. – Л.: Судостроение, 1984. – 352 с.
56. Бронский, А.И. Распределение усилий по поверхности борта при швартовках судов в море / А.И. Бронский, М.М. Коген // Судостроение. – 1978. – № 10. – С.32–35.
57. Броуде, Б.М. Расчет балок по предельному состоянию при учете касательных напряжений / Б.М. Броуде // Исследования по теории сооружений: науч.-техн. сб. – М.: Стройиздат, 1951. – Вып. 5. – С.404–427.
58. Бураковский, Е.П. Эффективность подкрепления бортовых перекрытий разносящимися стрингерами / Е.П. Бураковский, Л.Н. Семенов, Г.И. Медведев // Судоремонт ФРП. – Л.: Транспорт, 1979. – № 40. – С. 47–49.
59. Бураковский Е.П. К вопросу о повышении несущей способности бортовой обшивки / Е.П. Бураковский // Совершенствование технической эксплуатации и ремонта корпусов промысловых судов : сб. науч. тр. НТО им. акад. А.Н.Крылова. – Калининград, 1989. – Вып. 4. – С.28–39.
60. Бураковский, Е.П. Повышение несущей способности изношенных и поврежденных пластин при восприятии интенсивных нагрузок / Е.П. Бураковский, Ж.Г. Концедаева // Совершенствование технической эксплуатации и ремонта корпусов промысловых судов : сб. науч. тр. НТО им. акад. А.Н.Крылова. – Калининград, 1989. – Вып. 4. – С.40–47.
61. Бураковский, Е.П. Приближенная оценка прогибов пластин, загруженных

- нагрузкой с переменной интенсивностью /Е.П. Бураковский, Ж.Г. Концедаева // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – 1993. – Вып. 1. – С. 49–61.
62. Бураковский, Е.П. Разработка конструктивной днищевой защиты жизненно важных районов корпусов судов / Е.П. Бураковский // Эксплуатация и проектирование судов и орудий лова: сб. науч. тр. БГАРФ. – Калининград, 2000. – Вып.38. – С.54 – 62.
63. Бураковский, Е.П. Совершенствование нормирования параметров эксплуатационных дефектов корпусов судов / Е.П. Бураковский.– Калининград: КГТУ, 2005. – 339 с.
64. Бураковский, Е.П. Особенности деформирования связей судовых бортовых перекрытий, воспринимающих интенсивные локальные нагрузки /Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2007.– № 12. – С. 57–64.
65. Бураковский, Е.П. Учет влияния жесткости обшивки на несущую способность шпангоутов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича: тезисы докладов.– СПб., 2007.– С.89–90.
66. Бураковский, Е.П. Конструктивное обеспечение повышения безопасности мореплавания при столкновении судов / Е.П. Бураковский, В.А. Дмитровский, И.В. Якута // Морской вестник. – СПб.: Мор Вест.– 2007.– №3(23).– С.100–106.
67. Бураковский, Е.П. Анализ требований РМРС к ледовым усилениям бортовых перекрытий промысловых судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич, Р.А. Умбрасас // Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского: тезисы докладов.– СПб., 2008.– С.55–56.
68. Бураковский, Е.П. Вероятностная модель прогнозирования остаточных прогибов при гофрировке / Е.П. Бураковский, В.А. Дмитровский, Ж.Г. Концедаева, В.П. Прохнич // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– 2008. – Вып. 41(325). – С. 142–156.
69. Бураковский, Е.П. К вопросу о проектировании перекрытий с равнопрочными связями / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич

//Всероссийская научно-техническая конференция «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве»: сб. трудов.– Нижний Новгород, 2009.– С.71–76.

70. Бураковский, Е.П. К вопросу о выборе жесткости промежуточного шпангоута при действии интенсивных нагрузок с различной локализацией / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. Папковича П.Ф.: тезисы докладов.– СПб., 2009.– С.82–83.

71. Бураковский, Е.П. Изгиб упругопластических балок, лежащих на основании с характеристиками прандтлевского типа с нелинейным упрочнением / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич //VII международная научная конференция «Инновации в науке и образовании–2009»: сб. трудов.– Ч. 2.– Калининград, 2009. – С.17–20.

72. Бураковский, Е.П. Роль стрингеров в обеспечении несущей способности локально загруженных шпангоутов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // IX международная конференция «Морская индустрия, транспорт и логистика в странах региона Балтийского моря: новые вызовы и ответы»: тезисы докладов.– Калининград: изд-во БГАРФ, 2011. – С.31–32.

73. Бураковский, Е.П. Совершенствование нормирования и дефектации пластин корпусов судов в районах с развитой гофрировкой / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского: тезисы докладов. – СПб., 2011. – С.50–51.

74. Бураковский, Е.П. Нормирование параметров прогрессирующих дефектов корпусов судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // IX международная научная конференция «Инновации в науке и образовании–2011»: сб. трудов.– Ч. 1.–Калининград, 2011. – С.345–347.

75. Бураковский, Е.П. Эксплуатационная прочность корпусов промысловых судов: учеб. пособие / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев, В.П. Прохнич.– СПб.: Арт-Экспресс, 2012. – 392 с.

76. Бураковский, Е.П. Исследование упругопластического поведения пластин

при больших деформациях /Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2012.– № 25. – С. 143–150.

77. Бураковский, Е.П. Экспериментальное исследование приспособляемости пластин при многократном нагружении / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. Папковича П.Ф.: тезисы докладов.– СПб., 2012.– С.48–49.

78. Бураковский, Е.П. Учет изменения степени недогрузки пластин при их деформировании в контактной задаче / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ж.Г. Концедаева // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия Морская техника и технология.– 2012.– №2.– С.9–17.

79. Бураковский, Е.П. Проблемы контроля динамики судна в экстремальных ситуациях на основе методов современной теории катастроф / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев, В.П. Прохнич // Морской вестник.– 2013.– №1(45).– С.89–95.

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

81. Бураковский, Е.П. К вопросу об оценке рисков посадки судна на мель /Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитриевский // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2013.– № 29. – С. 159–164.

82. Бураковский, Е.П. Проблема обеспечения безопасности мореплавания в чрезвычайной ситуации / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, К.А. Конобеевский // XI международная научная конференция «Инновации в науке, образовании и бизнесе–2013»: сб. трудов. – Ч. 1. – Калининград, 2013. – С.291–294.

83. Бураковский, Е.П. Некоторые проблемы обеспечения общей прочности судов в чрезвычайных ситуациях / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского: тезисы докладов. – СПб., 2013. – С.32–33.

84. Бураковский, Е.П. Управление и принятие решений при контроле прочности

судна на основе современной теории катастроф / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев, В.П. Прохнич // Мореходство и морские науки – 2012: избранные доклады IV Сахалинской региональной морской научно-технической конференции (5-7 сентября 2012 г. и 12 февраля 2013 г.). – Южно-Сахалинск: Сах. обл. тип., 2013. – С. 72–85.

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

86. Бураковский, Е.П. Совершенствование схемы подкрепления пластин бортовой обшивки / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // XII международная научная конференция «Инновации в науке, образовании и бизнесе–2014»: сб. трудов. – Ч. 1. – Калининград, 2014. – С.268–270.

87. Бураковский, Е.П. Моделирование процесса накопления остаточных прогибов судовых пластин под действием локальных эксплуатационных нагрузок / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля, посвященная памяти профессора И.Г. Бубнова.– СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2014.–С.104–105.

88. Бураковский, Е.П. Математическая модель оценки риска столкновения судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитриевский // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. Папковича П.Ф.: тезисы докладов.– СПб., 2015.– С.7–8.

89. Бураковский, Е.П. К вопросу о гибели нефте-рудовоза MV “Derbyshire” / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // III Балтийский морской форум: Тезисы докладов. – Т. 1. – Калининград: изд-во БГАРФ, 2015. – С.55–57.

90. Бураковский, Е.П. К вопросу оценки риска столкновения судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитриевский // Морские интеллектуальные технологии.– 2015.– №4(30), т. 2.– С.25–30.

91. Бураковский, Е.П. Влияние эксплуатационных дефектов на несущую способность локально загруженных шпангоутов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич // IV Балтийский морской форум: Тезисы докладов. –

Т. 1. – Калининград: изд-во БГАРФ, 2016. – С.65–67.

92. Бураковский, Е.П. Математическая модель столкновения пересекающихся потоков судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитровский, В.П. Прохнич // Труды конференции по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского. – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2016. – С. 54–55.

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

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

95. Бураковский, Е.П. Математическая модель столкновения судов, движущихся параллельными курсами / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитровский // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №3(37), т. 1.– С.23–28.

96. Бураковский, Е.П. Математическая модель столкновения судов при движении произвольными курсами / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитровский // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №4(38), т. 2. – С. 12–26.

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

98. Бураковский, Е.П. Проблемы самоорганизации при взаимодействии судна с внешней средой / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев, В.П. Прохнич // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №4(38), т. 2. – С. 39–48.

99. Бураковский, Е.П. Учёт сдвига при расчёте балок судовых бортовых перекрытий, воспринимающих интенсивные локально распределённые нагрузки / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология».– 2018.–

№3.– С. 7–16.

100. Бураковский, Е.П. Математическая модель оценки риска столкновения в потоке судов с произвольным направлением движения / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитровский // Морские интеллектуальные технологии.– 2018.– №4(42), т. 3.– С. 11–18.

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

102. Бураковский, Е.П. Учет упругих свойств конструкции при деформировании балок судовых перекрытий в запрдельном состоянии / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, А.В. Мыслик // Морские интеллектуальные технологии.– 2018.– №4(42), т. 3.–С. 26–30.

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

104. Бураковский, Е.П. Нелинейные задачи упруго-пластического деформирования судовых корпусных конструкций: монография. / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский. – Калининград: Филиал ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» в г. Калининграде, 2019.– 440 с.

105. Бураковский, Е.П. Оценка вероятности встречи морских судов с аномальными волнами / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитровский // Морские интеллектуальные технологии.– 2019.– №4(46), т. 4. – С. 10–15.

106. Бураковский, Е.П. К вопросу о нормировании общей прочности корпусов морских судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Морские

интеллектуальные технологии.– 2019.– №4(46), т. 4. – С. 31–37.

107. Бураковский, Е.П. Изучение структуры коэффициента, учитывающего человеческий фактор при навигационных авариях / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова.– 2019.– Т. 11, №3.– С. 439-447.

108. Бураковский, Е.П. Влияние седловатости палубы на безопасность судна на развитом встречном волнении [Электронный ресурс] / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.П. Прохнич // БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ: материалы VII Международного Балтийского морского форума 7-12 октября 2019 года: в 6 томах. Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VII Международная научная конференция. – Электрон. дан. – Калининград: Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2019. – С. 54–60.

109. Бураковский, Е.П. Исследование влияния эксплуатационных факторов на накопление прогибов пластин судового корпуса [Электронный ресурс] / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, А.В. Мысник, Т.Я. Прохнич // БАЛТИЙСКИЙ МОРСКОЙ ФОРУМ: материалы VII Международного Балтийского морского форума 7-12 октября 2019 года: в 6 томах. Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VII Международная научная конференция. – Электрон. дан. – Калининград: Изд-во БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2019. – С. 61–66.

110. Бураковский, Е.П. Совершенствование нормирования общей прочности корпусов морских судов / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля, посвященная памяти д.т.н. профессора О.М. Паляя, 12 – 13 декабря 2019 г.: тезисы докладов. – СПб.: ФГУП «КГНЦ», 2019. – С 10-11.

111. Бураковский, Е.П. Конструктивное обеспечение безопасности мореплавания: монография / Е.П. Бураковский, П.Е. Бураковский, В.А. Дмитриевский. – СПб.: Лань, 2020. – 300 с.

112. Бураковский, П.Е. Изгиб упруго-пластических балок, лежащих на основании с характеристиками прандтлевского типа с линейным упрочнением /

П.Е. Бураковский //IV международная научная конференция «Инновации в науке и образовании–2006»: сб. трудов.– Ч. 2.–Калининград, 2006.– С.12–14.

113. Бураковский, П.Е. Исследование поведения локально загруженных шпангоутов в запредельном состоянии / П.Е. Бураковский //IV международная научная конференция «Инновации в науке и образовании–2006»: сб. трудов.– Ч. 2.–Калининград, 2006.– С.14–16.

114. Бураковский, П.Е. Уточненный расчет бортового стрингера, воспринимающего интенсивную локальную нагрузку / П.Е. Бураковский // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2007.– № 12. – С. 73–79.

115. Бураковский, П.Е. К вопросу о применимости теории предельного равновесия в задачах упруго-пластического деформирования связей перекрытий / П.Е. Бураковский // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. Папковича П.Ф.: тезисы докладов.– СПб., 2007.– С.36–37.

116. Бураковский, П.Е. Влияние опор на несущую способность локально загруженных балок / П.Е. Бураковский // V международная научная конференция «Инновации в науке и образовании–2007»: сб. трудов.– Ч. 2.–Калининград, 2007.– С.14–16.

117. Бураковский, П.Е. Учет жесткости обшивки при деформировании связей судовых бортовых перекрытий, воспринимающих интенсивные локальные нагрузки/ П.Е. Бураковский // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– 2008.– Вып. 41(325). – С. 157–170.

118. Бураковский, П.Е. Исследование влияния распределения нагрузки на локализацию деформаций / П.Е. Бураковский // VII международная научная конференция «Инновации в науке и образовании- 2009»: сб. трудов.– Ч. 2.– Калининград, 2009.– С.20–22.

119. Бураковский, П.Е. Информационно-аналитический блок контроля динамики судна при движении в условиях ограниченной акватории / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Нейрокомпьютеры: разработка, применение.– 2010.– №5.– С.14–22.

120. Бураковский, П.Е. К вопросу о выборе жесткости промежуточного

шпангоута / П.Е. Бураковский // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– 2010.– Вып. 55(339).– С. 57–62.

121. Бураковский, П.Е. Расчет подкреплений локально загруженных связей бортовых перекрытий судов / П.Е. Бураковский. – Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО «КГТУ», 2011. – 268 с.

122. Бураковский, П.Е. Особенности деформирования локально загруженных пластин / П.Е. Бураковский // X юбилейная международная конференция «Морская индустрия, транспорт и логистика в странах региона Балтийского моря: новые вызовы и ответы»: тезисы докладов.– Калининград: изд-во БГАРФ, 2012. – С.52–53.

123. Бураковский, П.Е. Исследование накопления остаточных прогибов пластин при многократном нагружении / П.Е. Бураковский //X международная научная конференция «Инновации в науке, образовании и бизнесе–2012»: сб. трудов. – Ч. 2. – Калининград, 2012. – С.13–15.

124. Бураковский, П.Е. Резервы прочности пластически деформированной бортовой обшивки судов / П.Е. Бураковский // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– 2012.– Вып. 67(351). – С. 35–40.

125. Бураковский, П.Е. Моделирование сценария развития чрезвычайной ситуации, связанной с разрушением корпуса танкера «Находка» / П.Е. Бураковский // Балтийский морской форум: Тезисы докладов. – Т. 2. – Калининград: изд-во БГАРФ, 2013. – С.172–177.

126. Бураковский, П.Е. Разработка алгоритма учета влияния истории нагружения на процесс накопления прогибов пластин / П.Е. Бураковский //XI международная научная конференция «Инновации в науке, образовании и бизнесе–2013»: сб. трудов. – Ч. 1. – Калининград, 2013. – С.294–296.

127. Бураковский, П.Е. Моделирование изгиба упруго-пластической балки, лежащей на основании с нелинейными характеристиками жесткости / П.Е. Бураковский // Материалы XVIII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программам и системам (ВМСППС'2013).– М.: Изд-во МАИ, 2013. – С.295–298.

128. Бураковский, П.Е. Моделирование чрезвычайной ситуации, связанной с «захватом» волной носовой оконечности судна / П.Е. Бураковский // Материалы XVIII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программам и системам (ВМСППС'2013). – М.: Изд-во МАИ, 2013. – С.298–300.
129. Бураковский, П.Е. Способ повышения несущей способности пластин бортовой обшивки / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология». – 2013. – №1. – С.9–16.
130. Бураковский, П.Е. Экспериментальное исследование явления приспособляемости пластин при многократном нагружении / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2013. – Вып. 75(359). – С. 15–21.
131. Бураковский, П.Е. Особенности деформирования локально загруженных пластин / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2013. – Вып. 76(360). – С. 89–94.
132. Бураковский, П.Е. Практическая реализация алгоритма прогнозирования стрелок прогиба пластин при восприятии случайных нагрузок / П.Е. Бураковский // II Балтийский морской форум: Тезисы докладов. – Т. 1. – Калининград: изд-во БГАРФ, 2013. – С.102–107.
133. Бураковский, П.Е. Способ повышения несущей способности балок судового корпуса, испытывающих действие интенсивных локально распределенных нагрузок / П.Е. Бураковский // XII международная научная конференция «Инновации в науке, образовании и бизнесе–2014»: сб. трудов. – Ч. 1. – Калининград, 2014. – С.270–273.
134. Бураковский, П.Е. Практическая реализация графоаналитической системы контроля общей прочности промысловых судов на основе современной теории катастроф / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Морские интеллектуальные технологии. – 2014. – №2(24). – С.9–13.
135. Бураковский, П.Е. Практическая реализация графоаналитической системы

контроля прочности промысловых судов при посадке на мель, столкновении судов и входе в ледовое поле на основе современной теории катастроф / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Морские интеллектуальные технологии.– 2014.– №3(25).– С.99–104.

136. Бураковский, П.Е. Практическая реализация графоаналитической системы контроля эксплуатационной прочности промысловых судов при коррозии корпуса, швартовых операциях и восприятии многократных нагрузок на основе современной теории катастроф / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Морские интеллектуальные технологии.– 2014.– №4(26).– Т. 2.– С. 24–31.

137. Бураковский, П.Е. Прогнозирование стрелок прогиба пластин при восприятии случайных эксплуатационных нагрузок / П.Е. Бураковский // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2014.– № 33. – С. 163–167.

138. Бураковский, П.Е. Разработка конструктивной днищевой защиты для снижения последствий от посадок судов на мель / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия Морская техника и технология.– 2014.– №2.– С.14–20.

139. Бураковский, П.Е. Применение струн для повышения несущей способности шпангоутов / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия Морская техника и технология.– 2014.– №3.– С.40–46.

140. Бураковский, П.Е. Учет нелинейности при пластическом деформировании локально загруженных балок судового корпуса / П.Е. Бураковский // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2015.– № 36. – С. 141–153.

141. Бураковский, П.Е. Обеспечение прочности корпусных конструкций судов в процессе эксплуатации: монография / П.Е. Бураковский. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2015. – 298 с.

142. Бураковский, П.Е. К вопросу о прогнозировании стрелок прогиба пластин при восприятии случайных нагрузок / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2015.– Вып. 89.2. – С. 145–150.

143. Бураковский, П.Е. Построение алгоритма контроля ситуации захвата волной

носовой оконечности судна методами современной теории катастроф / П.Е. Бураковский, Ю.И. Нечаев // Известия КГТУ.– Калининград: ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2015.– № 37. – С. 178–185.

144. Бураковский, П.Е. Разработка конструктивных решений, направленных на предотвращение захвата волной носовой оконечности судна / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология».– 2017.– №2.– С.7–13.

145. Бураковский, П.Е. Учет влияния перекрестных связей на деформирование локально загруженных шпангоутов в запредельном состоянии / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология».– 2017.– №3.– С.16–23.

146. Бураковский, П.Е. К вопросу об учете гофрировки бортовой обшивки при дефектации балок набора судовых корпусов / П.Е. Бураковский // Морские интеллектуальные технологии.– 2017.– №3(37), т. 1.– С.11–16.

147. Бураковский, П.Е. Разработка конструктивных мероприятий по снижению последствий столкновений судов / П.Е. Бураковский // Морской вестник.– 2017.– Спецвыпуск №1(13).– С.36–38.

148. Бураковский, П.Е. Исследование остойчивости судна в условиях захвата волной носовой оконечности / П.Е. Бураковский // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия Морская техника и технология.– 2018.– №2. – С. 7–13.

149. Бураковский, П.Е. К вопросу об оценке риска столкновения судов с учетом влияния человеческого фактора / П.Е. Бураковский // Научно-техническая конференция по строительной механике корабля, посвященная 125-летию со дня основания ФГУП «Крыловский государственный научный центр»: тезисы докладов. – СПб., 2018. – С. 19–20.

150. Бураковский, П.Е. Экспериментальное исследование гидродинамических сил, действующих на носовую оконечность судна в процессе захвата ее волной / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2019.– Специальный выпуск 1. – С. 146–152.

151. Бураковский, П.Е. Исследование влияния седловатости палубы на безопасность судна в штормовых условиях / П.Е. Бураковский // Морские интеллектуальные технологии.– 2019.– №4(46), т. 4. – С. 16–23.
152. Бураковский, П.Е. К вопросу об определении максимальных изгибающих моментов в задачах нормирования общей прочности корпусов судов / П.Е. Бураковский // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2020.– Специальный выпуск 1. – С. 18–23.
153. Бурханов, С.Б. Оптимизация работы судов танкерного флота при обслуживании рыбопромысловых экспедиций / С.Б. Бурханов, Л.В. Кучеренко, Е.Д. Баштовая // Научные труды Дальрыбвтуза. – 2013. –Т. 30. – С. 173–182.
154. Буянов, Н.Ф. Плавание судов в тяжелых условиях / Н.Ф. Буянов. – Владивосток: Дальневосточное книжное издательство, 1968. – 94 с.
155. Вагущенко, Л.Л. Бортовые автоматизированные системы контроля мореходности / Л.Л. Вагущенко, А.Л. Вагущенко, С.И. Заичко. – Одесса: Феникс, 2005. – 272 с.
156. Быков, В.А. Пластичность, прочность и разрушение металлических судостроительных материалов / В.А. Быков. – Л.: Судостроение, 1974. – 216 с.
157. Василик, Е.Г. Расчет бортового перекрытия при разрушающих нагрузках / Е.Г. Василик, А.А. Родионов // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича: тезисы докладов. – СПб, 2009. – С.71–72.
158. Великанов, Н.Л. Оценка и восстановление прочности изношенных корпусных конструкций / Н.Л. Великанов, Г.Н. Карпов // Судоремонт флота рыбной промышленности. – М.: Транспорт, 1990.– №73. – С. 34–36.
159. Вилков, С.М. Теория и методы строительной механики корабля. Часть 1 / С.М. Вилков, А.С. Захватов, В.Т. Томашевский, В.С. Яковлев.– СПб.: ВМА, 2004.– 360 с.
160. Войткунский, Я.И. Гидромеханика / Я.И. Войткунский, Ю.И. Фаддеев, К.К. Федяевский. – Л.:Судостроение, 1982. – 456 с.
161. Волков, В.М. Разрушение, прочность и надежность материалов и элементов судовых конструкций / В.М. Волков, Е.Д. Коровкин. – Горький, 1965. – 101 с.

162. Воробьев, Ю.Л. Гидродинамика судна в стесненном фарватере / Ю.Л. Воробьев. – Л.: Судостроение, 1992. – 224 с.
163. Гаврилов, М.Н. Повреждение и надежность корпусов судов / М.Н. Гаврилов, А.С. Брикер, М.Н. Эпштейн. – Л.: Судостроение, 1978. – 216 с.
164. Гайкович, А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. Т. 1. Описание системы «Корабль» / А.И. Гайкович. – СПб.: НИЦ Моринтех, 2014. – 819 с.
165. Гвоздев, А.А. Расчет несущей способности конструкций по методу предельного равновесия / А.А. Гвоздев. – М.: Стройиздат, 1949. – С.22–87.
166. Геннадьев, В. Уроки Цемесской бухты: к 20-летию гибели «Адмирала Нахимова» / В. Геннадьев // Морской флот. – 2006. – №5. – С. 27–32.
167. Головешкин, Ю.В. О взаимосвязи характеристик трещиностойкости металлических материалов при статических и динамических режимах нагружения / Ю.В. Головешкин, К.Г. Абрамян, Н.И. Тузлукова // Проблемы прочности. – 1984. – №8. – С.56–59.
168. Головешкин, Ю.В. Метод предельных нагрузок в строительной механике корабля и проблема разрушения / Ю.В. Головешкин // Морской журнал. – 1998. – № 2/3. – С.23–26.
169. Гундобин, А.А. Борьба с обледенением судов / А.А. Гундобин. – Владивосток: Дальневосточное книжное издательство, 1966. – 40 с.
170. Дегтярев, А.Б. Проблемы идентификации параметров волнения в бортовых интеллектуальных системах / А.Б. Дегтярев, И.В. Бусько // Нейрокомпьютеры: разработка, применение.–2012.–№8.– С. 3–10.
171. Демченко, А.П. Проблемы контроля прочности корпуса плавучих доков / А.П. Демченко, А.Г. Смирнов // Судостроение.– 2003. – №4. – С. 52–54.
172. Дикович, И.Л. Статика упруго-пластических балок судовых конструкций / И.Л. Дикович. – Л.: Судостроение, 1967. – 264 с.
173. Доктрина продовольственной безопасности Российской Федерации. Утверждена указом Президента РФ № 20 от 21 января 2020 года.
174. Доценко, С.Ф. Волны-убийцы. Современные проблемы океанологии.

- Выпуск 1 / С.Ф. Доценко, В.А. Иванов. – Севастополь, 2006. – 43 с.
175. Дунаевский, Я.И. Снятие судов с мели / Я.И. Дунаевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 168 с.
176. Егоров, А.Г. Оценка риска эксплуатации корпусов барже-буксирных составов внутреннего и смешанного река-море плавания / А.Г. Егоров // Труды Крыловского государственного научного центра.– 2017.– Вып. 3(381). – С. 139–148.
177. Егоров, Г.В. Риск эксплуатации транспортных судов ограниченных районов плавания / Г.В. Егоров // Морской вестник.– 2010.– №3.–Т. 1.– С.77–81.
178. Екимов, В.В. Вероятностные методы в строительной механике корабля / В.В. Екимов. – Л.: Судостроение, 1966. – 328с.
179. Ершов, Н.Ф. Повреждения и эксплуатационная прочность конструкций судов внутреннего плавания / Н.Ф. Ершов, О.И. Свешников. – Л.: Судостроение, 1977. – 312 с.
180. Захаров, И. Г. Концептуальный анализ в военном кораблестроении / И.Г. Захаров. – СПб.: Судостроение, 2001. – 135 с.
181. Захаров, И.Г. Теория принятия компромиссных решений при исследовательском проектировании кораблей / И.Г. Захаров. – СПб.: ЦНИИМО РФ, 2004. – 215 с.
182. Зуев, В.А. Моделирование взаимодействия судна со льдом / В.А. Зуев, Е.М. Грамузов, Д.А. Семенов. – Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– 2011.– Вып. 43. – С. 51–58.
183. Ионов, Б. П. Проектирование ледоколов / Б. П. Ионов, Е. М. Грамузов, В. А. Зуев. – СПб.: Судостроение, 2013. – 506 с.
184. Козляков, В.В. Анализ запасов прочности регистрских конструкций по методу предельных нагрузок / В.В. Козляков, Д.В. Кондриков //Тр. НТО Судпрома. – 1974. – Вып 8. – С.137–143.
185. Козырь, Л.А. Управление судами в шторм / Л.А. Козырь, Л.Р. Аксютин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 95 с.
186. Концедаева, Ж.Г. Конструктивное обоснование обеспечения

эксплуатационной безопасности корпусов кораблей при восприятии интенсивных локальных нагрузок: диссертация ... кандидата технических наук: 05.08.03 / Концедаева Жанна Григорьевна. – Калининград, 2010. – 159 с.

187. Короткин, Я.И. Строительная механика корабля и теория упругости. В 2 т. Т.1 / Я.И. Короткин, В.А. Постнов, Н.Л. Сиверс. – Л.: Судостроение, 1968. – 424с.

188. Короткин, Я.И. Прочность корабля / Я.И. Короткин, Д.М. Ростовцев, Н.Л. Сиверс. – Л.: Судостроение, 1974. – 432 с.

189. Коршунов, В.А. Численное моделирование процессов накопления остаточных деформаций в конструкции при многократном нагружении / В.А. Коршунов, А.А. Родионов // Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского: тезисы докладов. – СПб., 2011. – С.70–71.

190. Крыжевич, Г.Б. Гидроупругость конструкций судна / Г.Б. Крыжевич. – СПб: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2006. – 211 с.

191. Кулеш, В.А. Опыт применения процедуры реновации корпусов судов / В.А. Кулеш, Р.Л. Рейнер // Науч.-техн. сб. Р.М.Р.С. – СПб., 1997. – Вып. 20. – С.91–98.

192. Кулеш, В.А. Мониторинг развития дефектов ледовых усилений корпусов судов и морской техники / В.А. Кулеш, А.А. Жю // Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского: тезисы докладов. – СПб., 2013. – С.50–51.

193. Курдюмов, А.А. Строительная механика корабля и теория упругости. В 2 т. Т. 2 / А.А. Курдюмов, А.З. Локшин, Р.А. Иосифов, В.В. Козляков. – Л.: Судостроение, 1968. – 419 с.

194. Курдюмов, В.А. Упруго-пластический изгиб обшивки ледового пояса / В.А. Курдюмов, В.Н. Тряскин //Тр. Ленинградского кораблестроительного института. – 1979. – № 11. – С.36–47.

195. Курдюмов, В.А. Гидродинамическая модель удара твердого тела об лед / В.А. Курдюмов, Д.И. Хейсин // Прикладная механика. – Л.: ААНИИ, 1976. – Т. XII. – Вып. 10. – С.103–109.

196. Куркин, А.А. Волны-убийцы: факты, теория и моделирование / А.А. Куркин, Е.Н. Пелиновский. – Н. Новгород: Нижегородский гос. техн. ун-т, 2004. –

158 с.

197. Курмазов, А.А. Место российской рыбной продукции на рынке Японии / А.А. Курмазов // Известия ТИНРО. – 2004. – Т. 139. – С. 388–397.
198. Кутейников, М.А. Предельные параметры волнения и режимы движения судна по критериям прочности / М.А. Кутейников // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.– СПб., 2008.–Вып. 39.– С. 142– 159.
199. Кутейников, М.А. Вопросы мореходности транспортных судов: монография / М.А. Кутейников. – СПб.: «Бионт», 2014.– 179 с.
200. Литонов, О.Е. Применение методики формализованной оценки безопасности к вопросу движения судов по узким коридорам / О.Е. Литонов // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.–СПб, 2008. – Вып. 41(325). – С. 85–100.
201. Литонов, О.Е. К вопросу анализа динамических моделей воздействия льда на морские платформы / О.Е. Литонов // Научно-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – СПб., 2011.– № 34.– С. 237– 241.
202. Лубенко, В.Н. Контроль технического состояния конструкций корпуса судна с применением методов оценки риска / В.Н. Лубенко, В.Н. Тряскин, Хоанг Минь Шон // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология».– 2012.– №2.– С.51–58.
203. Луценко, В.Т. Конструктивно-технологическое обеспечение надежности подводной части морских судов. В 5 ч. Ч. 4. Расчетные показатели надежности судов и основы методик прогнозирования трудоемкости на ее обеспечение по данным эксплуатации / В.Т. Луценко.– Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007.– 122 с.
204. Лушников, Е.М. Навигационная безопасность мореплавания / Е.М. Лушников. – Калининград: БГАРФ, 2007. – 261 с.
205. Маков, Ю.Л. Четверть века тому назад. История гибели БАТ «Горизонт» / Ю.Л. Маков // Морская индустрия. –2002. –№2. – с.43–45.
206. Максимаджи, А.И. Оценка технического состояния корпусов морских судов / А.И. Максимаджи, Л.М. Беленький, А.С. Брикер, А.Ю. Неугодов. – Л.: Судостроение, 1982. – 156 с.
207. Маслов, А.И. Опыт расчетов внешних усилий, действующих на корпус

- судна в ледовых условиях /А.И. Маслов // Тр. ВНИИТООНТИ, 1937. – Т. 2. – Вып. 3. – С.129–132.
208. Миронов, М.Ю. Расчет, проектирование и оптимизация шпангоутных рам по предельному состоянию / М.Ю. Миронов, А.А. Родионов // Конференция по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича: тезисы докладов. – СПб, 2009. – С.59–62.
209. Мойсеенко, С. С. Методика оценки рисков аварийности рыболовных судов / С. С. Мойсеенко, Л. Е. Мейлер // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова.– 2015.– Вып. 5(33).– С. 47–55.
210. Мореходность судов и средств океанотехники. Методы оценки: монография / ФГУП Крыловский государственный научный центр / под. ред. И.К. Бородая. – СПб.: ФГУП «КГНЦ», 2013. – 256 с.
211. Морская доктрина Российской Федерации. Утверждена указом Президента РФ 26 июля 2015 года.
212. Москвитин, В.В. Пластичность при переменных нагружениях / В.В. Москвитин. – М.: МГУ, 1965. – 264 с.
213. Нестеров, А.Б. Проблема регламентации сценариев аварийной ситуации и сопоставительного анализа аварийной прочности перспективных газозовов /А.Б. Нестеров // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2011. – Вып. 65(349). – С. 27–36.
214. Нечаев, Ю.И. Моделирование остойчивости на волнении / Ю.И. Нечаев. – Л.: Судостроение, 1989. – 240 с.
215. Нечаев, Ю.И. Проблемы мультиагентного моделирования на основе нейродинамических систем и современной теории катастроф / Ю.И. Нечаев // XX Международная научно-техническая конференция «Нейроинформатика-2018». Лекции по нейроинформатике. – М.: НИЯУ МИФИ, 2018. – С.157 – 199.
216. Нечаев, Ю.И. Теория катастроф: современный подход при принятии решений / Ю.И. Нечаев. – СПб.: Арт-Экспресс, 2011. – 392 с.
217. Нечаев Ю.И. Непотопляемость судов: подход на основе современной

- теории катастроф / Ю.И. Нечаев, О.Н. Петров. – СПб.: Арт-Экспресс, 2014.–368 с.
218. Нечаев, Ю.И. Топология нелинейных нестационарных систем: теория и приложения / Ю.И. Нечаев. – СПб.: Арт-Экспресс, 2015. – 225 с.
219. Никифоров, М.И. Обледенение траулеров / М.И. Никифоров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Калининградское кн. изд-во, 1966. – 126 с.
220. Ногид, Л.М. Остойчивость судна и его поведение на взволнованном море. Проектирование морских судов, часть II / Л.М. Ногид – Л.: Судостроение, 1967. – 241 с.
221. Нормы прочности морских стальных судов / Регистр СССР. – Л.: Морской транспорт, 1958. – 52 с.
222. Нормы прочности морских судов. – Л.: Регистр СССР, 1991.– 92 с.
223. Осмоловский, А.К. К установлению стандарта крепости судовых корпусов в условиях ледового плавания / А.К. Осмоловский, М.Н. Федоров, Н.Н. Илизаров // Тр. ЦНИИВТ. – Л.: Гострансиздат, 1934. – Вып. 95. – 62 с.
224. Осняч, А.А. О влиянии перерезывающих сил на предельную нагрузку балок / А.А. Осняч, С.В. Тананыкин // Сб. науч. тр. БГАРФ. – Калининград, 1998. – № 27. – С.38.–45.
225. Палий, О.М. Оценка упруго-пластического деформирования пластин судовых конструкций / О.М. Палий, Е.А. Павлинова, С.Г. Фердман // Вопросы судостроения: Науч.-техн. сб. – 1978. – Вып.17. – С.38. – 50.
226. Палий, О.М. Основы теории надежности судовых корпусных конструкций / О.М. Палий, В.С. Чувиковский.– Л.: Судостроение, 1965.– 324 с.
227. Палий, О.М. Введение в строительную механику корабля / О.М. Палий.– СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2010.– 272 с.
228. Папкович, П.Ф. Труды по строительной механике корабля. В 4 т. Т.1. Изгиб балок и прямолинейных рам / П.Ф. Папкович. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 576 с.
229. Пат. 2072935 Российская Федерация, МПК В63В 3/24, В63В 3/14, В63В 3/36. Судовое перекрытие и способ его ремонта / П.А. Бимбереков: заявитель и патентообладатель П.А. Бимбереков. – № 92015925/11; заявл. 30.12.1992; опубл. 10.02.1997, бюл. № 4. – 2 с.

230. Пат. 2108940 Российская Федерация, МПК В63В1/06. Бульбовая наделка корпуса судна / Е.П. Бураковский, И.В. Жукова: заявитель и патентообладатель КГТУ. – № 96103081/28; заявл. 15.02.1996; опубл. 20.04.1998, бюл. № 11. – 3 с.
231. Пат. 2382714 Российская Федерация, МПК В63В 3/14. Бортовое перекрытие / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Концедаева Ж.Г., Прохнич В.П.: заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «КГТУ». – № 2009113394/11; заявл. 09.04.2009; опубл. 27.02.2010, бюл. № 6. – 8 с.
232. Пат. 2463197 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие/ Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «КГТУ». – № 2011118911/11; заявл. 11.05.2011; опубл. 10.10.2012, бюл. № 28. – 9 с.
233. Пат. 2463198 Российская Федерация, МПК В63В 3/24. Днищевое перекрытие судна/ Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «КГТУ». – № 2011117730/11; заявл. 03.05.2011; опубл. 10.10.2012, бюл. № 28. – 9 с.
234. Пат. 2472665 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие/ Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «КГТУ». – № 2011114621/11; заявл. 13.04.2011; опубл. 20.01.2013, бюл. № 2. – 12 с.
235. Пат. 2472666 Российская Федерация, МПК В63В 3/14. Бортовое перекрытие/ Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «КГТУ». – № 2011115174/11; заявл. 18.04.2011; опубл. 20.01.2013, бюл. № 2. – 8 с.
236. Пат. 2486096 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие/ Бураковский Е.П., Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ». – № 2012109943/11; заявл. 14.03.2012; опубл. 27.06.2013, бюл. № 18. – 6 с.
237. Пат. 2507103 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие/ Бураковский Е.П., Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ». – № 2012151746/11; заявл. 03.12.2012; опубл. 20.02.2014, бюл. № 5. – 7 с.
238. Пат. 2518695 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/18. Бульбовая наделка корпуса судна/ Бураковский Е.П., Бураковский П.Е.: заявитель

и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ».– № 2013110907/11; заявл. 12.03.2013; опубл. 10.06.2014, бюл. № 16.– 7 с.

239. Пат. 2527619 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/18. Бульбовая наделка корпуса судна/ Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ».– № 2013121519/11; заявл. 07.05.2013; опубл. 10.09.2014, бюл. № 25.– 7 с.

240. Пат. 2533999 Российская Федерация, МПК G01N 3/20. Способ испытания плоских образцов на изгиб/ Бураковский Е.П., Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ».– № 2013110909/28; заявл. 12.03.2013; опубл. 27.11.2014, бюл. №33.– 7 с.

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

242. Пат. 2595094 Российская Федерация, МПК В63В 17/00. Фальшборт / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Юсып В.М.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «КГТУ».– № 2015126230/11; заявл. 30.06.2015; опубл. 20.08.2016, бюл. №23.– 7 с.

243. Пат. 2617866 Российская Федерация, МПК В63В 43/02, В63В 3/04. Корпус судна / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2016111017; заявл. 24.03.2016; опубл. 28.04.2017, бюл. №13.– 10 с.

244. Пат. 2621405 Российская Федерация, МПК В63В 3/14. Бортовое перекрытие / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2016114627; заявл. 14.04.2016; опубл. 05.06.2017, бюл. № 16.– 8 с.

245. Пат. 2621407 Российская Федерация, МПК В63В 39/06, В63В 1/16, В63В 3/44. Успокоитель качки судна / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2016124096; заявл. 16.06.2016; опубл. 05.06.2017, бюл. № 16. – 8 с.

246. Пат. 2645430 Российская Федерация, МПК G01N 3/20. Способ испытания плоских образцов на изгиб / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель

ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017112480; заявл. 11.04.2017; опубл. 21.02.2018, бюл. № 6.— 14 с.

247. Пат. 2652502 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/18. Бульбовая наделка корпуса судна / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017111555; заявл. 05.04.2017; опубл. 26.04.2018, бюл. №12.— 8 с.

248. Пат. 2667025 Российская Федерация, МПК В63В 43/02, В63В 3/04. Корпус судна / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017140393; заявл. 20.11.2017; опубл. 13.09.2018, бюл. №26.— 10 с.

249. Пат. 2667434 Российская Федерация, МПК В63В 9/08, G01М 10/00. Способ испытаний моделей корпусов судов / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017140392; заявл. 20.11.2017; опубл. 19.09.2018, бюл. №26. — 10 с.

250. Пат. 2672147 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Мысник А.В. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017142866; заявл. 07.12.2017; опубл. 12.11.2018, бюл. №32.— 12 с.

251. Пат. 2672225 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/02. Корпус судна / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Юсып В.М.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017142865; заявл. 07.12.2017; опубл. 12.11.2018, бюл. №32.— 8 с.

252. Пат. 2672227 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/02. Корпус судна / Бураковский П.Е.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2017142863; заявл. 07.12.2017; опубл. 12.11.2018, бюл. №32.— 9 с.

253. Пат. 2677950 Российская Федерация, МПК В63В 3/24, В63В 3/14, В63В 43/18. Днищевое перекрытие судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018112938; заявл. 09.04.2018; опубл. 22.01.2019, бюл. №3.— 12 с.

254. Пат. 2689094 Российская Федерация, МПК В63В 43/02, В63В 3/02, В63В 1/06. Корпус судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ

ВО «КГТУ».—№ 2017144335; заявл. 18.12.2017; опубл. 23.05.2019, бюл. №15.—10 с.

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

256. Пат. 2689048 Российская Федерация, МПК В63В 43/00, В63В 9/00. Способ выявления повреждений в наружной обшивке корпуса судна / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Мысник А.В.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018109313; заявл. 15.03.2018; опубл. 23.05.2019, бюл. №15.— 10 с.

257. Пат. 2688611 Российская Федерация, МПК G01N 3/20. Способ испытания плоских образцов на изгиб / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018110922; заявл. 27.03.2018; опубл. 21.05.2019, бюл. №15.— 11 с.

258. Пат. 2685369 Российская Федерация, МПК В63В 43/02, В63В 3/04. Корпус судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018113616; заявл. 13.04.2018; опубл. 17.04.2019, бюл. №11.— 10 с.

259. Пат. 2690658 Российская Федерация, МПК В63В 3/24, В63В 3/14, В63В 43/18. Днищевое перекрытие судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018117054; заявл. 07.05.2018; опубл. 05.06.2019, бюл. №16.— 12 с.

260. Пат. 2690784 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Мысник А.В.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018118451; заявл. 18.05.2018; опубл. 05.06.2019, бюл. №16.— 12 с.

261. Пат. 2693725 Российская Федерация, МПК В63В 3/24, В63В 3/14, В63В 43/18. Днищевое перекрытие судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».— № 2018122218; заявл. 15.06.2018; опубл. 04.07.2019, бюл. №19.— 10 с.

262. Пат. 2690642 Российская Федерация, МПК В63В 1/06, В63В 43/02. Носовая оконечность корпуса судна / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е. : заявитель и

патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2018123395; заявл. 27.06.2018; опубл. 04.06.2019, бюл. №16.– 9 с.

263. Пат. 2694705 Российская Федерация, МПК В63В 3/24, В63В 3/14, В63В 43/18. Днищевое перекрытие судна / Бураковский П.Е. : заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2018129491; заявл. 13.08.2018; опубл. 16.07.2019, бюл. №20.– 12 с.

264. Пат. 2716890 Российская Федерация, МПК В63В 3/14, В63В 3/26. Бортовое перекрытие / Бураковский Е.П., Бураковский П.Е., Мысник А.В.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «КГТУ».– № 2018133750; заявл. 24.09.2018; опубл. 17.03.2020, бюл. №8.– 13 с.

265. Пименов, Б.И. Анализ повреждений бортовой обшивки промысловых судов от местных нагрузок / Б.И. Пименов, Л.Н. Семенов // Судоремонт ФРП. – Л.: Транспорт, 1976. – Вып. 30. – С.44–47.

266. Попов, Ю.М. Прочность судов, плавающих во льдах / Ю.М. Попов, О.В. Фадеев, Д.Е. Хейсин. – Л.: Судостроение, 1967. – 223 с.

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

268. Правила классификации и постройки морских судов. Часть IV. Остойчивость / Российский Морской Регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2018.– 82 с.

269. Правила классификационных освидетельствований судов в эксплуатации / Российский Морской Регистр Судоходства. – СПб.: РМРС, 2014. – 350 с.

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

271. Рапаков, Г.Г. Программирование на языке Pascal / Г.Г. Рапаков, С.Ю. Ржеуцкая. – СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 480 с.

272. Распоряжение Правительства РФ от 26.11.2019 № 2798-р «Об утверждении Стратегии развития рыбохозяйственного комплекса Российской Федерации на период до 2030 года».

273. РД 15-120-92. Методика оценки технического состояния корпусов судов

- флота рыбной промышленности / МРХ СССР. – Калининград, 1992. – 97с.
274. РД 31.28.30-87. Комплексная система технического обслуживания и ремонта судов : Методика дефектации корпусов морских транспортных судов. – М.: В/о Мортехинформреклама, 1988. – 88с.
275. Ржаницин, А.Р. Строительная механика / А.Р. Ржаницин. – М.: Высшая школа, 1982. – 400с.
276. Руководство по управлению рисками. – СПб.: РМРС, 2010. – 25 с.
277. Руководство по эксплуатации металлических корпусов, устройств и систем надводных кораблей ВМФ (РЭКУС-НК-84) . – М.: Воениздат, 1985. – 216 с.
278. Рывлин, А.Я. Испытания судов во льдах / А.Я. Рывлин, Д.И. Хейсин. – Л.: Судостроение, 1980. –208 с.
279. Сборник нормативно-методических материалов / Российский морской регистр судоходства. – СПб.: РМРС, 2002. – Кн. 11. – 149 с.
280. Свешников, О.И. Расчет и проектирование конструкций судов внутреннего плавания / О.И. Свешников, И.И. Трянин. – СПб.: Судостроение, 1994. – 376 с.
281. Семенов, Л.Н. Исследование несущей способности изношенной бортовой обшивки при местных нагрузках / Л.Н. Семенов // НТО Судпрома, 1966. – Вып. 85. – С.17–22.
282. Семенова, В.Ю. Исследование продольной качки в канале ограниченной глубины / В.Ю. Семенова, Со Мое Аунг // Морские интеллектуальные технологии.– 2013.–№3.– 9–23.
283. Сидоренко, В.Ф. Кораблекрушение на море / В.Ф. Сидоренко. – Л.: Издательство Ленинградского университета, 1990. – 296 с.
284. Системы искусственного интеллекта в интеллектуальных технологиях XXI века / Под ред. Ю.И. Нечаева. – СПб.: Арт-Экспресс, 2011. – 375 с.
285. Скороходов, Д.А. Принципы построения системы информационной поддержки для принятия решений в аварийных ситуациях / Д.А. Скороходов, А.Л. Стариченков // Морские интеллектуальные технологии. – 2009. – №1(3).– С. 48–56.
286. Смирнов, А.Г. Анализ причин аварий плавучих доков / А.Г. Смирнов //

Судостроение.– 2001. – №3. – С. 45–47.

287. Соломенко, Н.С. Прочность и устойчивость пластин и оболочек судового корпуса / Н.С. Соломенко, К.Г. Абрамян, В.В. Сорокин. – Л. : Судостроение, 1967. – 488с.

288. Справочник по строительной механике корабля : в 3 т. / Бойцов Г.В., Постнов В.А., Чувиковский В.С.; под ред. О.М. Паляя. – Л.: Судостроение, 1982. – Т.1: Общие понятия. Стержни. Стержневые системы и перекрытия. – 376 с. Т.2: Пластины, теория упругости, пластичности и ползучести. Численные методы. – 464 с. Т.3: Динамика и устойчивость корпусных конструкций. – 320 с.

289. Справочник по теории корабля. В 3 т. Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – 765 с.

290. Суслов, В.П. Строительная механика корабля и основы теории упругости / В.П. Суслов, Ю.П. Кочанов, В.Н. Спихтаренко. – Л.: Судостроение, 1972. – 720с.

291. Тарануха, Н.А. Численное моделирование прочности и гидродинамики океанотехники / Н.А. Тарануха, О.В. Журбин, С.Д. Чижиумов, И.Н. Журбина.– Владивосток: Дальнаука, 2009.–340 с.

292. Тимофеев, О.Я. Накопление остаточных деформаций в металлических конструкциях под воздействием ледовых нагрузок / О.Я. Тимофеев, П.М. Николаев // Экспресс-Информация.– Вып. 6: Воздействие льда на инженерные сооружения / Под ред. В.А. Лихоманова.– СПб.: Гидрометеоздат, 1997.– С. 25–31.

293. Тимофеев, О.Я. Прогнозирование нагрузок на бортовые перекрытия судов, швартуемых в море / О.Я. Тимофеев, Р.Б. Синичкин // Сб. НТО судостроения им. акад. Крылова А.Н. – СПб., 2000. –Вып. 20. – С. 12–21.

294. Тимофеев, О.Я. Прогнозирование показателей надежности конструкций ледового пояса: дис. ... докт. техн. наук: 05.08.03 / Тимофеев Олег Яковлевич. – СПб., 2002. – 336 с.

295. Топалов, В.П. Посадка на мель т/х «Си Импресс» /В.П. Топалов, В.Г. Торский // Одесса:Судоходство. – 1998. – № 6. – С.29– 30.

296. Топалов, В.П. Посадка на мель британского пассажирского лайнера «Королева Елизавета» / В.П. Топалов, В.Г. Торский // Одесса: Судостроение. – 1999. – № 5. – С.25– 26.
297. Тряскин, В.Н. Имитационное моделирование ледовых нагрузок на корпус судна / В.Н. Тряскин, В.В. Якимов // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – СПб, 2012. – Вып. 67(351). – С. 149–160.
298. Тряскин, В.Н. Применение теории риска для оценки технического состояния конструкций корпуса судна / В.Н. Тряскин, М.Ш. Хоанг // Морские интеллектуальные технологии. – 2012. – №3(17) . – С. 35–40.
299. Уроки столкновения парохода «Адмирал Нахимов» и теплохода «Петр Васев» // Мортехинформреклама. Серия: Судовождение, связь и безопасность мореплавания. – 1990. – Вып. 3. – С.16–19.
300. Ферин, А.Д. Экспериментальные исследования накопления остаточных деформаций в пластинах при многократном нагружении / А.Д. Ферин // Тр. КТИРПиХ. – Калининград, 1970. – Вып. 22. – С.211–217.
301. Храпов, В.Е. Современное состояние рыболовецкого флота России: проблемы и перспективы / В.Е. Храпов // Вестник мурманского государственного технического университета. – 2010. – Т.13, №1. – С. 154–157.
302. Хьюз, О.Ф. Проектирование судовых корпусных конструкций / О.Ф. Хьюз. – Л.: Судостроение, 1988. – 360 с.
303. Чижиумов, С. Д. Основы динамики судов на волнении: учеб. пособие / С. Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУ ВПО «КнАГТУ», 2010. – 110 с.
304. Чижиумов, С.Д. Математическая модель динамики судна на волнении / С.Д. Чижиумов, Н.А. Тарануха, О.В. Журбин, И.Н. Журбина // Морские интеллектуальные технологии. – 2011. – №2. – С.54–58.
305. Шевандин, Е.М. Хладоломкость и предельная пластичность металлов в судостроении / Е.М. Шевандин, И.А. Разов. – Л.: Судостроение, 1965. – 248 с.
306. Шиманский, Ю.А. Практическая теория пластичности и прочности стали / Ю.А. Шиманский // Сб. статей по судостроению. – Л.: Судпромгиз, 1954. – С.341–394.

307. Шимкович, Д.Г. Расчет конструкций в MSC NASTRAN for Windows / Д.Г. Шимкович. – М.: ДМК Пресс, 2001. – 448 с.
308. Шулейкин, В.В. Физика моря / В.В. Шулейкин. – М.: Наука, 1968. – 1080 с.
309. Юдович, А.Б. Предотвращение навигационных аварий морских судов / А.Б. Юдович. – М.: Транспорт, 1988. – 346 с.
310. Юнитер, А.Д. Повреждение и ремонт корпусов морских судов / А.Д. Юнитер. – М.: Транспорт, 1973. – 216 с.
311. Якушев, В.И. Об усилиях, возникающих при ударе корабля о стенку во время докования и швартовки к причалу / В.И. Якушев // Судостроение. – 1997. – № 2. – С.6.–11.
312. Ярисов, В.В. Особенности эксплуатации малотоннажных судов на попутном волнении в условиях заливания палубы в свете обеспечения безопасности мореплавания : учебное пособие / В.В. Ярисов. – СПб.: Судостроение, 2003. – 48 с.
313. Ярисов, В.В. Проектное и нормативное обоснование характеристик безопасности малотоннажных рыболовных судов: дис. ... докт. техн. наук: 05.08.01, 05.08.03 / Ярисов Владимир Владимирович. – Калининград, 2017. – 233 с.
314. Alexandrov, V.L. Intelligence system for ship dynamics monitoring in extreme situations / V.L. Alexandrov, A.P. Matlakh, Yu.I. Nechaev, V.I. Polyakov // Proceedings of International conference on marine research and transportation ICMRT-05. – Italy, Naples, 2005. – P. 55–63.
315. Alexandrov, V. Strength and vibration multimode control for ship, moving in the ice condition / V. Alexandrov, A. Matlakh, Yu. Nechaev, V. Polyakov // Proceedings of the 10th International Symposium on Practical Design of ships and other floating structures (PRADS 2007). Houston, Texas, USA. October 1– 5, 2007. – USA, 2007. – Vol.2. – P. 1295–1302.
316. Anderson, Phil. The mutuality of loss prevention / Phil Anderson // Safety at sea international. – April, 1997. – 216 p.
317. Annual Overview of Marine Casualties and Incidents 2017 [Электронный

- ресурс]. – Режим доступа: <http://www.emsa.europa.eu/news-a-press-centre/external-news/item/3156-annual-overview-of-marine-casualties-and-incidents-2017.html> (дата обращения: 05.01.2020).
318. Balci, O. Verification, validation and accreditation / O. Balci // Proceedings of the 1998 Winter Simulation Conference. – 1998. – P. 41–48.
319. Barkham, P. Oil spills: Legacy of the Torrey Canyon / P. Barkham // The Guardian. –2010. –24 June.
320. Böckenhauer, M. Bemerkungen zu den geänderten Eisverstärkungsvorschriften des Germanischen Lloyd / M. Böckenhauer // HANSA- Schiffahrt- Schiffbau- Hafen. – 1973 (108. Jahrgang). – №3. – S. 259-262.
321. Buckley, Tork. The Axe Factor. Damen & Amels take a bow / Tork Buckley // The Yacht Report. –2010. – Issue 111 (march). – P. 46–52.
322. Burakovskiy, E. To the problem of designing of board coverings that receive intensive local load / E. Burakovskiy, P. Burakovskiy, V. Prokhnich // Archives of Civil and mechanical Engineering. – 2007. – Vol. VII, No. 3. – P. 69–78.
323. Burakovskiy, E.P. Problem wytrzymałości powłoki statku / E.P. Burakovskiy, P.E. Burakovskiy // VII międzynarodowa konferencja naukowo- techniczna EXPLO-SHIP 2012: Problemy eksploatacji obiektów pływających i urządzeń portowych. Świnoujście, 15–17 05.2012. – Szczecin: Wydawnictwo Naukowe Akademii Morskiej, 2012. – S. 25.
324. Burakovskiy, E.P. Problem of ship shell durability / E.P. Burakovskiy, P.E. Burakovskiy // Zeszyty naukowe Akademia Morska w Szczecinie. – Szczecin: Wydawnictwo Naukowe Akademii Morskiej, 2012. – №29(101). – P. 15–20.
325. Burakovskiy, E.P. Forecasting deflections of plates in case of perception of transient loads / E.P. Burakovskiy, P.E. Burakovskiy // Zeszyty naukowe Akademia Morska w Szczecinie. – Szczecin: Wydawnictwo Naukowe Akademii Morskiej, 2014. – №39(111). – P. 43–46.
326. Burakovskiy, E.P. To the question of vessels safety ensuring in the emergency situations / E.P. Burakovskiy, P.E. Burakovskiy // Marine Navigation and Safety of Sea Transportation: Activities in navigation.– UK, Croydon: CRC Press/Balkema, 2015.– P.

19–24.

327. Casualties of fishing vessels and fishermen. Annual statistics for the years 2000 to 2010. IMO FSI.4/circ. 5, 27 July 2011.

328. Degtyarev, A. Evaluation of hydrodynamic pressures for autoregression model of irregular waves / A. Degtyarev, I. Gankevich // Proceedings of 11th International Conference "Stability of Ships and Ocean Vehicles". – 2012. – P. 841–852.

329. Dürkop, A. Rationale Erfassung fertigungsbedingter Imperfektionen. Abschlussbericht zum BMBF-Forschungsvorhaben / A. Dürkop, U. Röhr. – Universität Rostock, 2003. – 145 S.

330. Egorov, G.V. Risk theory based minimization of transport fleet influence on the environment / G.V. Egorov // Proceedings of Second International conference of navy and shipbuilding Nowadays NSN-2001. – St.-Petersburg: KSRI, 2001. – P 190–197.

331. Etchart, F. Experimental and numerical research on the interaction between ice floes and a ship's hull during icebreaking / F. Etchart // Schriftreihe Schiffbau. – Hamburg: TU Hamburg-Harburg, 2003. – Bericht № 622. – 89 p.

332. Fishing vessel safety. Blueprint for a National Program / Committee on Fishing Vessel Safety Council. – Washington : Nation, Marine Board, Commission on Engineering and Technical Systems, National Research al Academy Press, 1991. – 308 p.

333. Geers, M. Modeling of ductile damage with an implicit gradient-enhanced formulation / M. Geers, R. Engelen, R. Ubachs // Revue europeenne des elements finis. – 2001. – № 10. – P. 173–191.

334. Graham, P. Casualty and world fleet statistics as at 01.01.2014 / P. Graham // International union of marine insurance IUMI 2014 Spring Meeting. Niagara Falls, Ontario, Canada, 23-24 March 2014. – Режим доступа: <http://www.iumi.com/images/gillian/Spring2014/IUMICasualtyandWorldFleetStatisticsJan2014.pdf>

335. Guidelines for Formal Safety Assessment (FSA) for Use in the IMO Rule-making Process. IMO, MSC Circ. 1023 / MEPC Circ. 392, 2002.

336. Hänninen, M. The Effects of Causation Probability on the Ship Collision

- Statistics in the Gulf of Finland / M. Hänninen, P. Kujala // *TransNav: the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. – 2010. – Vol. 4, No. 1. – P. 79–84.
337. Huang, Y. Mechanism- based strain gradient plasticity / Y. Huang, H. Gao, W. Nix, J. Hutchinson // *Journal of Solids*. – 2000. – №48. – P. 99–128.
338. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*. – Berlin: Springer-Verlag, 2003. – Band 93. – 635 S.
339. Jenkins, A.D. Rogue waves and extreme events in measured time-series. Report WP2/1 from MAXWAVE project / A.D. Jenkins, A.K. Magnusson, A. Niedermeier, O. Hagen, E. Bitner-Gregersen, J. Monbaliu, K. Trulsen // Bergen: Norwegian Meteorological Institute, 2002. – Report № 138. – 101 p.
340. Jiang, Xiaoli. What happened to MOL Comfort? / Xiaoli Jiang // *SWZ/MARITIME*. –2015. – P. 13–16.
341. Jirasek, M. Inelastic analysis of structures / M. Jirasek, Z. Bazant. – England, Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2002. – 734 p.
342. Kato, K. Experimental determination of ice forces on an artificial island / K. Kato // *Proceedings of the International Symposium on Cold Regions Development*. August 9-13, 1988, Harbin. – Harbin, 1988. –Vol.3. –P .226–235.
343. Kazinczy, G. Kísérletek befalazott tartókkal / G. Kazinczy // *Betonszemle*. – 1914. – 2(6).– S. 101-104.
344. Keuning, J.A. Further Investigation into the Hydrodynamic Performance of the AXE Bow Concept / J.A. Keuning, J. Pinkster, F. van Walree // *Proceedings of the WEGEMT Conference on High Performance Marine Vehicles*. September 2002, Ischia, Italy. – Naples: University of Naples, 2002. – P. II.25–II.38.
345. Kharif, C. Physical mechanisms of the rogue wave phenomenon / C. Kharif, E. Pelinovsky // *European Journal of Mechanics*. – B / *Fluids*. – 2003. – 22, № 6. – P. 603 – 634.
346. Kivimaa, S. Full scale measurements of ship ice loads and performance on board R/V Akademik Fedorov on her voyages in Antarctica and Arctica / S. Kivimaa, S. Liukkonen, J. Vuorio // *Proceedings of 8th International Offshore and Polar*

Engineering Conference. May 24-29, 1998, Montreal. – ISOPE, 1998. – Vol.2. – P. 559–565.

347. Kujala, P. Safety of ice- strengthened ship hulls in the Baltic Sea / P. Kujala // The royal institution of naval architects, Spring meeting 1990.– Paper №9.– P.1–12.

348. Lehmann, E. Konstruktion und Festigkeit der Schiffe / E. Lehmann. – Hamburg: TUHH, 2006. – 286 p.

349. Mazaheri, A. Probabilistic modeling of ship grounding: a review of the literature / A. Mazaheri. – Finland, Helsinki: Helsinki University of Technology, 2009. – 63 p.

350. Meißner, U. Die Methode der finiten Elemente / U. Meißner, A. Maurial. – Berlin- Heidelberg : Springer- Verlag, 2000. – 304 S.

351. Metals handbook / ASM international handbook committee.– Vol. 1. Properties and selection: irons, steels and high-performance alloys. – USA: ASM international, 1990. – 1063 p.

352. Montewka, J. Probability modelling of vessel collisions / J. Montewka, T. Hinz, P. Kujala, J. Matusiak // Reliability Engineering and System Safety.– 2010. – No. 95. – P. 573–589.

353. Nechaev, Yu.I. Cognitive computer graphics in information interpolation in real time intelligence systems / Yu.I. Nechaev, A.B. Degtyarev, A.V. Boukhanovsky // Proc. of International conference «Computational Science-ICCS 2002». – Netherlands, Amsterdam: Springer, 2002. – Part.1. – P. 683–692.

354. Nechaev, Yu.I. Operational Control of Marine Catastrophes Based on Competitive Computing Technologies / Yu.I. Nechaev, V.A. Bondarev, P.Yu. Kovalishin // TransNav. – 2018. – Vol. 12, No. 4. – P. 701–707.

355. Oramoto, T. Strength Evaluation of Novel Unidirectional-Girder-System Product Oil Carrier by Reliability Analysis / T. Oramoto, T. Mori, M. Tateishi // Transactions, 1998. – P. 55–77.

356. Paik, J.K. Grounding induced sectional forces and residual strength of grounded ship hulls / J.K. Paik, P.T. Pedersen // Proceedings of 6th International Offshore and Polar Engineering Conference. May 26-31, 1996, Los Angeles. –ISOPE, 1996. – Vol.4. – P. 517–522.

357. Pedersen, P.T. Ship grounding and hull girder strength /P.T. Pedersen // *Mar Struct.* – 1994. – №7. – P.1–29.
358. Rahola, J. The judging of the stability of ships and determination of the minimum amount of stability / J. Rahola. – Helsinki, 1939. – 232 p.
359. Report of the Chief Inspector of Marine Accidents into the grounding and subsequent salvage of the tanker SEA EMPRESS at Milford Haven between 15 and 21 February 1996 / Marine Accident Investigation Branch, Department of Transport (London, UK). – London : Stationery Office, 1997. –125 p.
360. Report on the Preliminary Investigation Into Certain Aspects of the Loss of the Philippine Flag Ship Singa Sea in the South Indian Ocean, 3 July 1988 / Maritime Operations Division. – Australia: Transport and Communications, Maritime Operations, 1988. – 150 p.
361. Simonsen, B.C. Analisis of scip groundings on softsea beds. / B.C. Simonsen, P.T. Pedersen ; In.: Kim H, Lee JW (eds) // *Proceedings of the 6th International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Unites (PRADS'95)*. Seoul, September 17–22, 1995. – P. 1096–1108.
362. Simonsen, Bo Cerup. Grounding bottom damage and ship motion over a rock / Bo Cerup Simonsen, Tomasz Wierzbicki // *Proceedings of 6th International Offshore and Polar Engineering Conference*. May 26-31, 1996, Los Angeles. – ISOPE, 1996. – Vol.4. – P. 476–482.
363. Smalko, Z. Modelling a ship safety according to collision threat for ship routes crossing / Z. Smalko, L. Smolarek // *Scientific Journals Maritime University of Szczecin.*– 2010. – No. 20(92). – P. 120–127.
364. Townsend, H. Observation of ship damage over the past quarter century / H. Townsend // *Ship structure symposium*. Washington D.C., October 6–8, 1975. – P. 1–12.
365. Vanem, E. Cost-effectiveness of preventing grounding with ECDIS / E. Vanem, M. Eide, G. Gravir, R. Skjong // *4th International conference on collision and grounding of ship*. – Hamburg: Schiffbautechnische Gesellschaft e.V., 2007.– P. 219–226.
366. Watanabe, Iwao. Analysis of the accident of the MV Nakhodka. Part 1.

- Estimation of wave loads / Iwao Watanabe, Hideomi Ohtsubo// Marine Science and technology. – Springer, 1998. – Vol.3, No 4. – P.171–180.
367. Weichert, D. Inelastic analysis of structures under variable loads / D. Weichert, G. Maier. – Dordrecht, Boston, London: Academic Publishers, 2000. – 432 p.
368. Woisin, G. Möglichkeiten des baulichen Schutzes gegen das Austreten von für die Umwelt gefährlichen Stoffen, insbesondere Öl, bei Schiffskollisionen / G. Woisin // Seewirtschaft. – 1990. – № 10. – S. 66–72.
369. Yao, Tetsuya. Analysis of the accident of the MV Nakhodka. Part 2. Estimation of the structural strength / Tetsuya Yao, Yoichi Sumi, Hiroyasu Takemoto, Atsushi Kumano, Hidetoshi Sueoka, Hideomi Ohtsubo// Marine Science and technology. – Springer, 1998. – Vol.3, No 4. – P.181–193.
370. Ylitalo, J. Ship-Ship Collision Probability of the Crossing Area between Helsinki and Tallinn / J. Ylitalo. – Helsinki: Helsinki University of Technology, 2009. – 26 p.

Приложение А

УСТАНОВКИ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ НА СЛОЖНЫЙ ИЗГИБ С ПЕРЕМЕННЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ РАСПОРА

Продольные усилия оказывают значительное влияние на параметры изгиба судовых пластин, поэтому для проведения исследований требуются установки, позволяющие испытывать образцы в условиях сложного изгиба при различных значениях коэффициента распора. Существует установка, выполненная в виде П-образной скобы, на которой закрепляют концы образцов, нагружают их и определяют величину прогиба, причем с целью расширения возможностей путем проведения испытаний в условиях сложного изгиба, концы образцов жестко закрепляют на плоских поверхностях ветвей скобы на различном расстоянии от ее перекладины перпендикулярно оси симметрии скобы и изменяют расстояние между ветвями последней при помощи винта. При этом в процессе испытания образца его коэффициент распора остается постоянной величиной, зависящей от места установки образца на скобе перед началом испытаний, а за счет вращения винта можно лишь задавать некоторое укорочение распорной конструкции, что позволяет моделировать смещение кромок опорного контура пластины вследствие изгиба судового перекрытия. Однако в практике судостроения и судоремонта приходится сталкиваться с задачами накопления остаточных прогибов пластин бортовой обшивки вследствие действия эксплуатационных нагрузок. А в этом случае коэффициент распора пластины зависит от погибей пластин в смежных шпациях и непрерывно меняется в процессе эксплуатации. Для экспериментального исследования подобных явлений требуется способ испытаний образцов на сложный изгиб с изменением коэффициента распора в процессе нагружения и соответствующая экспериментальная установка.

Для решения указанной проблемы была разработана установка, опора которой выполняется не в виде П-образной скобы, а в виде замкнутой рамы с двумя подвижными распорками [240]. В этом решении податливость элементов рамы, на которые опирается образец, может регулироваться в его плоскости перемещением двух подвижных распорок, за счет чего изменяется фиктивная

площадь сечения «жестких связей», создающих распор, и, соответственно, коэффициент распора образца (рисунок А.1).

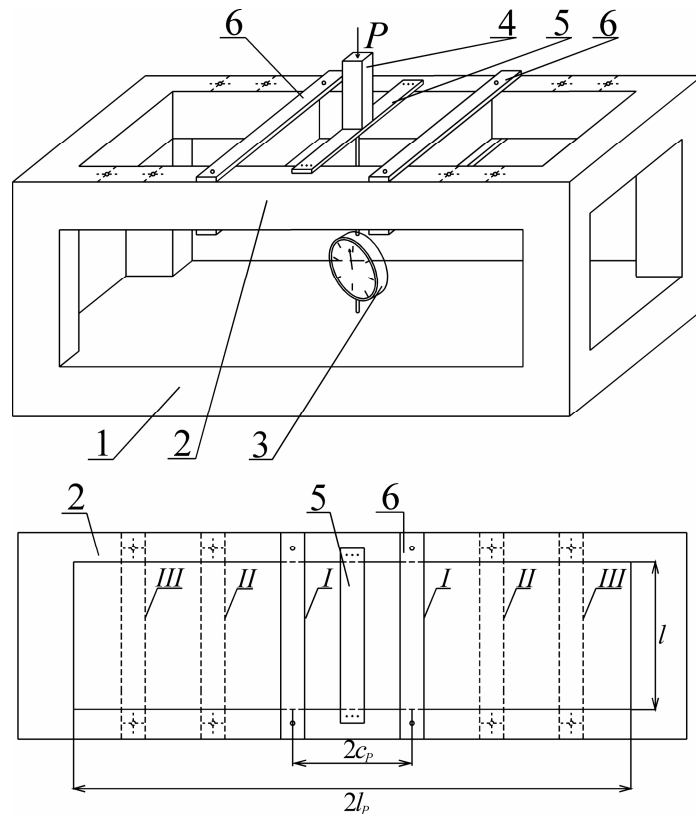


Рисунок А.1 – Установка для испытания образцов и схема их закрепления

На рисунке приняты следующие обозначения: 1 – основание; 2 – опора, выполненная в виде замкнутой рамы; 3 – индикатор часового типа; 4 – пуансон; 5 – образец; 6 – подвижная распорка; P – внешняя нагрузка, прикладываемая к образцу через пуансон; I, II, III – положения подвижной распорки; c_p – расстояние от образца до подвижной распорки; l_p – расстояние от образца до боковой стороны опоры, выполненной в виде замкнутой рамы; l – рабочая длина образца.

Установка для осуществления разработанного способа испытаний плоских образцов на изгиб содержит основание 1 с закрепленной на нем опорой 2 для крепления образцов 5, выполненной в виде замкнутой рамы. Образцы нагружаются пуансоном 4, прогиб образца измеряется индикатором 3. При помощи горизонтального перемещения подвижных распорок 6 изменяется податливость в горизонтальной плоскости длинных сторон опоры 2, выполненной в виде рамы, на которые опирается образец 5, при этом изменяется коэффициент распора образца 5.

Испытания плоских образцов на изгиб осуществляются следующим образом. Концы образца 5 жестко закрепляют, например, путем точечной сварки, на плоских поверхностях длинных сторон опоры 2, выполненной в виде замкнутой рамы. Перемещением подвижных распорок 6 можно изменять жесткость в горизонтальной плоскости длинных сторон рамы, на которые опирается образец. Указанная жесткость характеризуется коэффициентом распора

$$K_p = \frac{F_p^\Phi}{F_p^\Phi + F_{nl}}, \quad (\text{A.1})$$

где K_p – коэффициент распора;

F_p^Φ – фиктивная площадь сечения «жестких связей», создающих распор;

F_{nl} – площадь поперечного сечения образца.

Учитывая, что рабочая длина образца равна длине фиктивной распорной связи в недеформированном состоянии, фиктивную площадь сечения «жестких связей», создающих распор, можно определить из выражения:

$$F_p^\Phi = \frac{T \cdot l}{\Delta l \cdot E}, \quad (\text{A.2})$$

где l – рабочая длина образца;

T – продольное усилие, возникающее в образце при нагружении из-за наличия распора;

Δl – изменение длины фиктивной распорной связи;

E – модуль Юнга.

Изменение длины фиктивной распорной связи Δl_{nl} , равное сближению в горизонтальной плоскости концов испытываемого образца, может быть найдено из рассмотрения балки с жестко заделанными концами и двумя опорами в пролете, загруженной в центре силой, равной продольному усилию в образце, что представлено на рисунке А.2:

$$\Delta l = \frac{T \cdot c_p^3 \cdot l_p}{3 \cdot E \cdot I_p \cdot (l_p + 3 \cdot c_p)}, \quad (\text{A.3})$$

где I_p – момент инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси при изгибе в горизонтальной плоскости длинной стороны опоры 2, выполненной в виде замкнутой рамы.

С учетом вышеизложенного, фиктивная площадь сечения «жестких связей», создающих распор, при испытании образцов согласно предлагаемому способу

$$F_p^\Phi = \frac{3 \cdot l \cdot (l_p + 3 \cdot c_p) \cdot I_p}{c_p^3 \cdot l_p}, \quad (\text{A.4})$$

эта величина может регулироваться за счет изменения параметра c_p , т.е. перемещения подвижных распорок 6 в горизонтальной плоскости. После установки образца 5 и выбора начального положения подвижных распорок 6 осуществляется нагружение при помощи пуансона 4, замер полного прогиба при помощи индикатора 3, разгрузка и замер остаточного прогиба при помощи индикатора 3. Таким же образом выполняется некоторое число циклов нагружения при постоянном коэффициенте распора. После этого изменяется положение подвижных распорок 6 и выполняется ряд циклов нагружения при изменившемся коэффициенте распора образца 5, как описано выше, затем вновь перемещаются подвижные распорки 6 и нагружается образец 5.

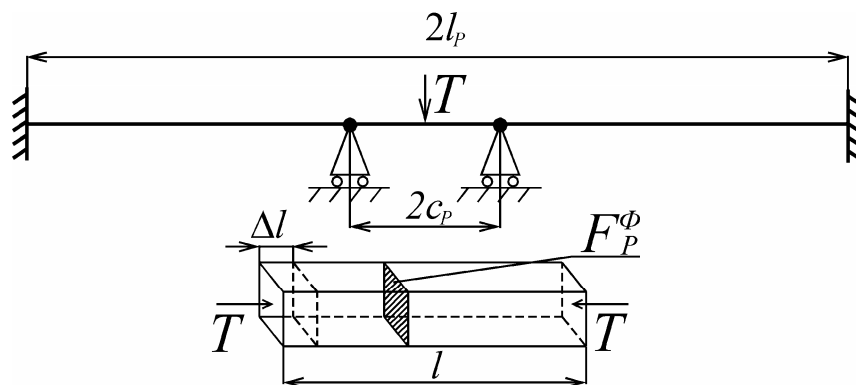


Рисунок А.2 – Расчетная схема для определения фиктивной площади сечения создающих распор «жестких связей»

Разработанная установка расширяет возможности экспериментального исследования поведения образцов при повторно-статическом нагружении. Это позволит получить важные экспериментальные результаты, необходимые для проектирования судовых корпусных конструкций, в частности бортовых

перекрытий. Эти конструкции в процессе эксплуатации многократно подвергаются действию внешних нагрузок, что приводит к накоплению остаточных прогибов пластин обшивки и изменению распорных характеристик, что влияет на деформирование нагружаемой пластины. Учет этого обстоятельства становится возможным при использовании разработанной установки, что дает возможность выполнять экспериментальные исследования накопления остаточных прогибов в пластинах обшивки корпусов судов в процессе эксплуатации.

Также была разработана установка [246], позволяющая проводить испытания в условиях сложного изгиба с переменным в процессе нагружения уровнем номинальных напряжений в конструкции и, соответственно, коэффициентом распора, изменяющимся пропорционально поперечной нагрузке на образец, что дает возможность выполнять экспериментальные исследования деформирования пластин обшивки, работающих в составе перекрытий корпусов судов при восприятии реальных эксплуатационных нагрузок (рисунок А.3).

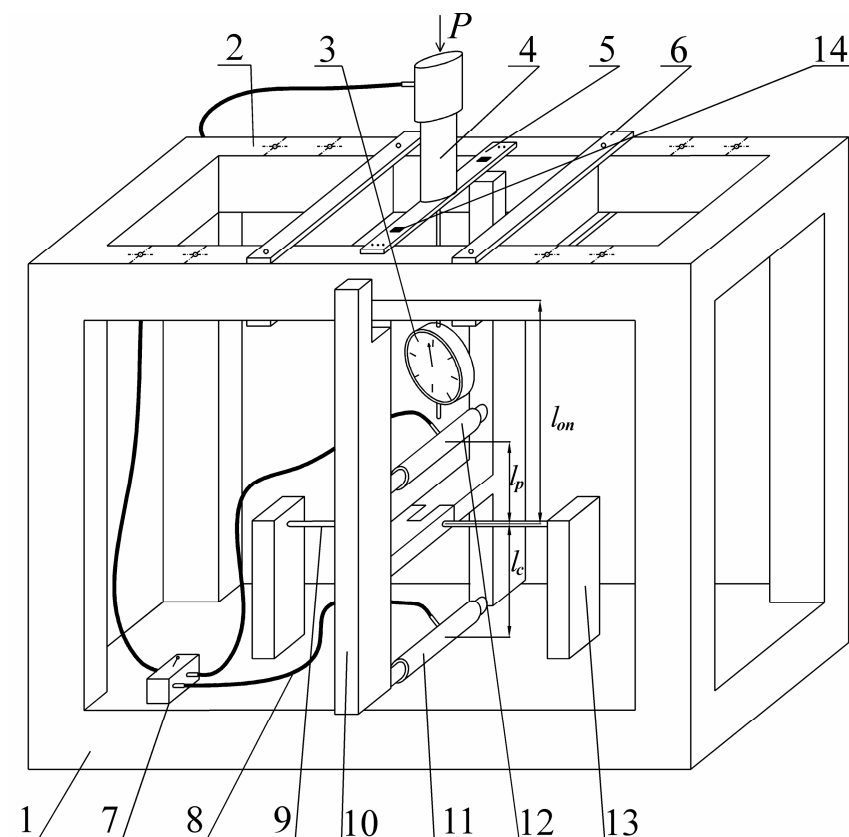


Рисунок А.3 – Установка для испытания образцов с переменным в процессе нагружения уровнем номинальных напряжений в конструкции

Установка для осуществления способа испытаний плоских образцов на изгиб (рисунок А.3) содержит основание 1 с закрепленной на нем опорой 2 для крепления образцов 5, выполненной в виде замкнутой рамы. Образцы нагружаются нагружающим гидроцилиндром 4, к которому прикладывается внешняя нагрузка P , прогиб образца измеряется индикатором 3, механические напряжения в образце измеряются тензорезисторами 14. При помощи горизонтального перемещения подвижных распорок 6 изменяется податливость в горизонтальной плоскости длинных сторон опоры 2, выполненной в виде рамы, на которые опирается образец 5, при этом изменяется коэффициент распора образца 5. Нагружающий гидроцилиндр 4 соединен посредством гидравлических шлангов 8 через переключатель 7 со сжимающим гидроцилиндром 11 или растягивающим гидроцилиндром 12, которые воздействуют на рычаги 10, установленные на оси рычагов 9, закрепленной на опорах оси 13.

Схема передачи усилий от гидроцилиндров к опоре при реализации данного способа испытаний образцов представлена на рисунке А.4, где P – внешняя нагрузка, прикладываемая к образцу через нагружающий гидроцилиндр, Н;

l_{on} – плечо силы, действующей со стороны рычага на опору, выполненную в виде замкнутой рамы, вместе с образцом, относительно оси рычагов, м;

l_c – плечо силы, приложенной к рычагу сжимающим гидроцилиндром, относительно оси рычагов, м;

l_p – плечо силы, приложенной к рычагу растягивающим гидроцилиндром, относительно оси рычагов, м;

T_{co} – сжимающая сила, действующая в горизонтальной плоскости на опору со стороны рычага, Н;

T_{po} – растягивающая сила, действующая в горизонтальной плоскости на опору со стороны рычага, Н;

T_c – сила, действующая на рычаг со стороны сжимающего гидроцилиндра, Н;

T_p – сила, действующая на рычаг со стороны растягивающего гидроцилиндра, Н.

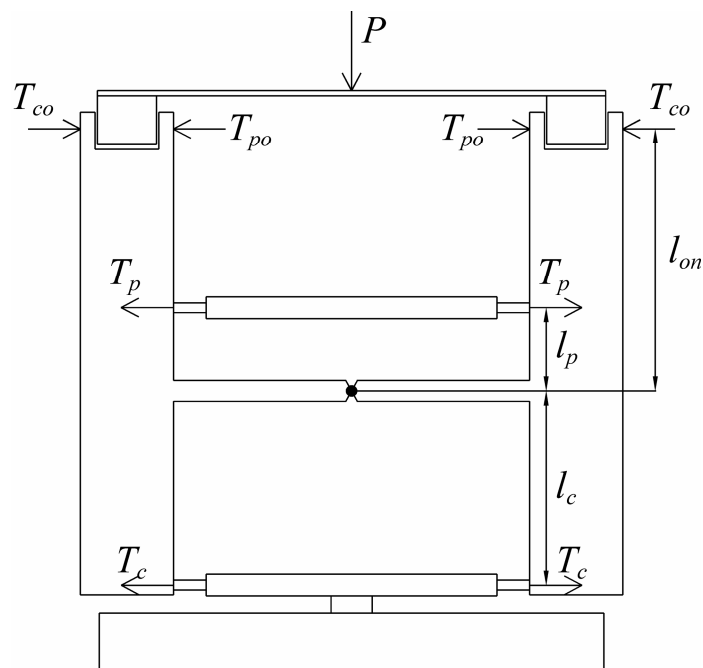


Рисунок А.4 – Схема передачи усилий от гидроцилиндров к опоре

Для проведения испытаний образцов их концы жестко закрепляют, например, путем точечной сварки, на плоских поверхностях длинных сторон опоры, выполненной в виде замкнутой рамы. Перемещением подвижных распорок можно изменять жесткость в горизонтальной плоскости длинных сторон рамы, на которые опирается образец. Указанная жесткость характеризуется коэффициентом распора, определяемым по формуле (А.1).

После установки образца и выбора начального положения подвижных распорок осуществляется нагружение при помощи нагружающего гидроцилиндра, к которому прикладывается внешняя нагрузка, в результате чего поршень нагружающего гидроцилиндра перемещается, создавая давление в системе. Давление от нагружающего гидроцилиндра по гидравлическим шлангам 8 передается на сжимающий гидроцилиндр, или растягивающий гидроцилиндр в зависимости от положения переключателя. Сжимающий гидроцилиндр или растягивающий гидроцилиндр действует на рычаги, вращающиеся относительно оси рычагов, установленной на опорах оси. При этом рычаги воздействуют на опору, выполненную в виде замкнутой рамы, вызывая ее деформации в

горизонтальной плоскости и создавая в конструкции некоторый уровень номинальных напряжений σ_n , которые пропорциональны поперечной нагрузке P , действующей на образец. Замер полного прогиба осуществляется при помощи индикатора, напряжения в испытуемом образце σ_2 определяются при помощи тензорезисторов. После разгрузки производится замер остаточного прогиба при помощи индикатора.

Вместе с номинальными напряжениями σ_n будет изменяться и коэффициент распора образца, который может быть определен в соответствии с [63]:

$$K_p^* = \frac{K_p}{1 - \frac{\sigma_n}{\sigma_2}}, \quad (\text{A.5})$$

где

σ_2 – растягивающие напряжения в образце, определяемые при помощи тензорезисторов, Па;

σ_n – номинальное напряжение в конструкции, пропорциональное поперечной нагрузке на образец, Па;

K_p – коэффициент распора при нулевом уровне номинальных напряжений в конструкции;

K_p^* – коэффициент распора при некотором уровне номинальных напряжений в конструкции.

Уровень номинальных напряжений в конструкции σ_n будет зависеть от геометрических характеристик установки l_c , l_p и l_{on} , а также от соотношения площадей поршней нагружающего гидроцилиндра и сжимающего гидроцилиндра или растягивающего гидроцилиндра, в зависимости от положения переключателя. При действии на образец поперечной нагрузки P давление p в системе будет равно

$$p = \frac{P}{S_n}, \quad (\text{A.6})$$

где S_n – площадь поршня нагружающего гидроцилиндра, м².

При этом усилия, передаваемые на рычаги со стороны сжимающего гидроцилиндра или растягивающего гидроцилиндра (T_c и T_p соответственно) можно определить из равенств

$$T_c = p \cdot S_c = \frac{P \cdot S_c}{S_n}; \quad (\text{A.7})$$

$$T_p = p \cdot S_p = \frac{P \cdot S_p}{S_n}, \quad (\text{A.8})$$

где S_c – площадь поршня сжимающего гидроцилиндра, м²;

S_p – площадь поршня растягивающего гидроцилиндра, м².

Сила, которая действует в горизонтальной плоскости на опору, выполненную в виде замкнутой рамы, определится из условия

$$T_{co} = T_c \cdot \frac{l_c}{l_{on}} = \frac{P \cdot S_c \cdot l_c}{S_n \cdot l_{on}}; \quad (\text{A.9})$$

$$T_{po} = T_p \cdot \frac{l_p}{l_{on}} = \frac{P \cdot S_p \cdot l_p}{S_n \cdot l_{on}}, \quad (\text{A.10})$$

где T_{co} – сжимающая сила, действующая в горизонтальной плоскости на опору со стороны рычага, Н;

T_{po} – растягивающая сила, действующая в горизонтальной плоскости на опору со стороны рычага, Н.

Номинальные напряжения в конструкции с учетом знака могут быть определены для сжатия и растяжения соответственно (в зависимости от положения переключателя) из уравнений

$$\sigma_n = -\frac{P \cdot S_c \cdot l_c}{S_n \cdot l_{on} \cdot (F_p^\Phi + F_{nl})}; \quad (\text{A.11})$$

$$\sigma_n = \frac{P \cdot S_p \cdot l_p}{S_n \cdot l_{on} \cdot (F_p^\Phi + F_{nl})}. \quad (\text{A.12})$$

Определив по данным формулам величину номинальных напряжений σ_n и замерив при помощи тензорезисторов величину растягивающих напряжений в

образце σ_c , можно найти текущие значения коэффициента распора образца K_p^* в каждый момент нагружения по представленной выше формуле. Изменять величину коэффициента распора образца K_p^* можно как за счет соотношений площадей гидроцилиндров, так и за счет регулировки положения сжимающего гидроцилиндра и растягивающего гидроцилиндра по высоте рычагов, т.е. корректируя величины l_c и l_p .

Предложенный способ испытания плоских образцов на изгиб позволяет получить важные экспериментальные результаты, необходимые при проектировании судовых корпусных конструкций, в частности днищевых перекрытий. Условия работы судовых пластин, входящих в состав этих конструкций, характеризуются тем, что наряду с поперечными нагрузками они подвержены действию продольных усилий, возникающих от изгиба перекрытия в целом, например, при слеминге. Учет этого обстоятельства становится возможным при реализации предлагаемого способа испытаний плоских образцов на изгиб.

Для экспериментального исследования деформирования судовых пластин под действием нагрузки с падающей и переменной в процессе нагружения интенсивность была разработана установка [257].

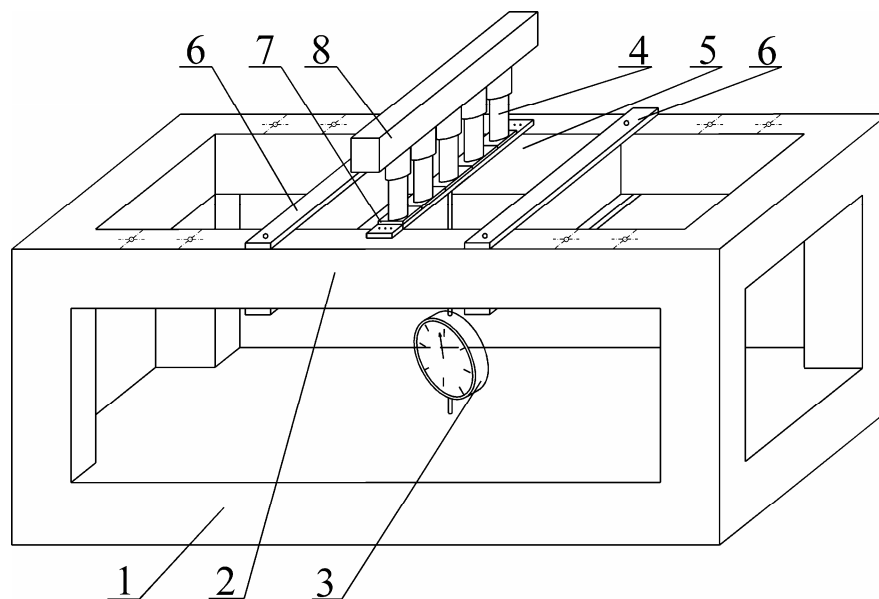


Рисунок А.5 – Установка для испытания образцов с переменным в процессе нагружения коэффициентом недогрузки

Разработанная установка представлена на рисунке А.5 и содержит основание 1 с закрепленной на нем опорой 2 для крепления образцов 5, выполненной в виде замкнутой рамы. Образцы нагружают установленными на опоре 8 гидроцилиндрами 4 через пуансоны 7, создаваемые гидроцилиндрами 4 усилия регулируют в зависимости от их месторасположения на длине образца 5 и его прогиба, который измеряют индикатором 3. При помощи горизонтального перемещения подвижных распорок 6 изменяют податливость в горизонтальной плоскости длинных сторон опоры 2, выполненной в виде рамы, на которые опирается образец 5, при этом изменяется коэффициент распора образца 5. В предлагаемом техническом решении усилие каждого из гидроцилиндров, используемых для нагружения образца, регулируют в зависимости от его месторасположения на длине образца и прогиба образца.

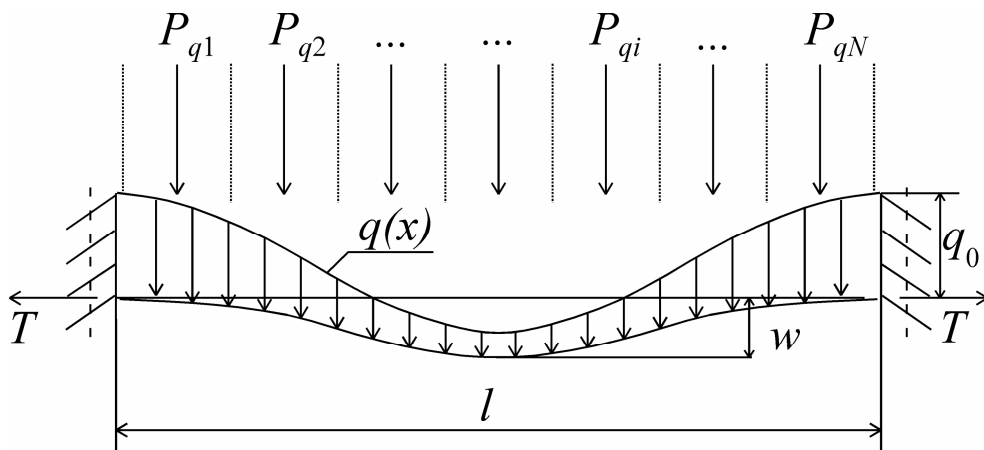


Рисунок А.6 – Схема нагружения образца

Способ испытания плоских образцов на изгиб осуществляют следующим образом. Концы образца жестко закрепляют, например, путем точечной сварки, на плоских поверхностях длинных сторон опоры, выполненной в виде замкнутой рамы. Перемещением подвижных распорок можно изменять жесткость в горизонтальной плоскости длинных сторон рамы, на которые опирается образец, в соответствии с формулами (А.1)–(А.4).

В данном способе испытания плоских образцов на изгиб для моделирования нагрузки с падающей интенсивностью, описываемой приведенным выше выражением, образец условно делят на N участков, а нагрузку, прикладываемую

к каждому участку, определяют как равнодействующую нагрузки с падающей интенсивностью, действующей на данном участке (рисунок А.6). При этом точность моделирования нагрузки с падающей интенсивностью, изменяющейся по косинусоидальному закону, повышается с увеличением числа участков N , на которые делят образец. На рисунке А.6 приняты следующие обозначения:

$P_{q1}, P_{q2}, P_{qi}, P_{qN}$ – нагрузка, прикладываемая к соответствующему участку образца посредством гидроцилиндра, Н;

N – количество участков, на которые разбивается образец;

q_0 – интенсивность равномерно распределенной нагрузки при отсутствии прогибов образца, Н/м;

$q(x)$ – интенсивность внешней нагрузки, изменяющаяся по длине образца и подлежащая моделированию, Н/м;

l – рабочая длина образца, м;

T – продольное усилие в образце, Н;

w – прогиб образца в середине пролета, м.

Нагружение образца осуществляют поэтапно. На первом этапе испытаний к образцу со стороны всех гидроцилиндров через пуансоны прикладывают одинаковое усилие, соответствующее действию на образец равномерно распределенной нагрузки. Под действием приложенного усилия образец прогибается, и замер его полного прогиба осуществляют при помощи индикатора, после чего осуществляют перераспределение нагрузки по участкам образца, выполняя корректировку усилия P_i (Н), создаваемого каждым из гидроцилиндров, согласно формуле

$$P_{qi} = \max \left(\left[\frac{q_0 \cdot l}{N} \cdot \left(1 - \frac{k_\gamma \cdot w}{2} \right) + \frac{q_0 \cdot k_\gamma \cdot w \cdot l}{2 \cdot \pi} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{N} \right) \cdot \cos \left(\frac{\pi}{N} \cdot (2 \cdot i - 1) \right) \right], 0 \right), \quad (\text{A.13})$$

где q_0 – интенсивность равномерно распределенной нагрузки при отсутствии прогибов образца, Н/м;

l – рабочая длина образца, м;

N – количество участков на образце;

k_γ – коэффициент пропорциональности между прогибом образца и коэффициентом недогрузки γ , характеризующим падение интенсивности нагрузки в пролете, м^{-1} ;

w – прогиб образца в середине пролета, м;

i – номер участка.

При этом суммарное усилие со стороны всех гидроцилиндров, действующих на образец, должно оставаться неизменным и равным $q_0 \cdot l$. В результате корректировки усилий, создаваемых гидроцилиндрами, прогиб образца изменится, поэтому должна быть выполнена повторная корректировка усилий, прикладываемых к образцу со стороны каждого из гидроцилиндров по указанной выше формуле. Процесс повторяют, пока индикатор после очередной корректировки усилий фиксирует изменение прогиба образца до стабилизации прогиба образца.

На втором этапе испытаний увеличивают нагрузку на образец, распределяя нагрузку по участкам равномерно, для чего усилие, создаваемое каждым из гидроцилиндров, увеличивают на величину ΔP_q , в результате чего суммарная нагрузка на образец возрастет на $\Delta P_q \cdot N$. После этого повторяют описанный выше процесс перераспределения нагрузки на участках образца, корректируя усилия, создаваемые каждым из гидроцилиндров, до достижения стабилизации прогибов образца. Далее осуществляют следующий этап увеличения нагрузки и т.д. После разгрузки образца производят замер остаточного прогиба образца при помощи индикатора.

Предложенный способ испытания плоских образцов на изгиб позволяет получить важные экспериментальные результаты, необходимые при проектировании судовых корпусных конструкций, в частности бортовых перекрытий судов. Условия работы судовых пластин, входящих в состав этих конструкций, характеризуются тем, что под действием контактных нагрузок (например, ледовых), прогиб пластины растет и большую часть нагрузки начинают воспринимать участки пластины, находящиеся в районе ее опор, а

центральная часть пластины при этом частично разгружается. При определенных условиях, когда коэффициент недогрузки γ , характеризующий падение интенсивности нагрузки в пролете, превышает единицу, средняя часть пластины оказывается вообще не загруженной согласно [78]. Учет этого обстоятельства становится возможным при реализации описанного способа испытания плоских образцов на изгиб с использованием предложенной установки.

Приложение Б

КОНСТАНТЫ, ВХОДЯЩИЕ В ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ БАЛОК, ЛЕЖАЩИХ НА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОМ ОСНОВАНИИ С ЛИНЕЙНЫМ И НЕЛИНЕЙНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

$$\lambda_{*01} = \frac{[2V_1(u)V_2(u)V_3(u) - V_3^2(u)V_0(u) + V_1^2(u)V_0(u) - V_0^2(u)V_2(u) - V_2^3(u)] \cdot V_2(u)}{4\alpha_2^3 EI \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \cdot \left\{ \sqrt{2} \cdot [-V_0(u)V_1(u) - V_2(u)V_3(u)] - \frac{\alpha_2}{\alpha_1} [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \right\}} + \frac{V_1(u)V_2(u) - V_3(u)V_0(u)}{4\sqrt{2}EI\alpha_2^3 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.1})$$

$$\lambda_{*02} = \frac{q\alpha_2\sqrt{2} \cdot V_2(u) \cdot \frac{-V_1(u)V_2(u) + V_0(u)V_3(u)}{K_2 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} + \alpha_1 w_1 V_2(u)}{\sqrt{2}\alpha_2 \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \frac{V_0(u) \cdot q}{K_2 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.2})$$

$$\lambda_{*21} = \frac{[2V_1(u)V_2(u)V_3(u) - V_3^2(u)V_0(u) + V_1^2(u)V_0(u) - V_0^2(u)V_2(u) - V_2^3(u)] \cdot V_0(u)}{4\alpha_2^3 EI \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \cdot \left\{ \sqrt{2} \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \right\}} - \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{4\sqrt{2}EI\alpha_2^3 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.3})$$

$$\lambda_{*22} = \frac{q\alpha_2\sqrt{2} \cdot V_0(u) \cdot \frac{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)}{K_2 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \alpha_1 w_1 V_0(u)}{\sqrt{2}\alpha_2 \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \frac{V_2(u) \cdot q}{K_2 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.4})$$

$$\lambda_{*31} = \frac{1}{4\sqrt{2}EI\alpha_2^3}; \quad (\text{Б.5})$$

$$\xi_{*21} = \frac{[2V_1(u)V_2(u)V_3(u) - V_3^2(u)V_0(u) + V_1^2(u)V_0(u) - V_0^2(u)V_2(u) - V_2^3(u)]}{4\sqrt{2}\alpha_2\alpha_1^2 EI [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + 4\alpha_2^2\alpha_1 EI [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.6})$$

$$\xi_{*22} = \frac{q\alpha_2\sqrt{2} \cdot \frac{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)}{K_2} - \alpha_1 w_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}{\sqrt{2} \frac{\alpha_1^2}{\alpha_2} \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \alpha_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\text{Б.7})$$

$$\lambda_{*41} = \frac{[V_1(u) \cdot V_2^2(u) - 2V_0(u) \cdot V_2(u) \cdot V_3(u) - V_3^3(u) - V_3(u) \cdot V_1^2(u) - V_1(u) \cdot V_0^2(u)] \cdot V_1(u)}{4\alpha_2^3 EI \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)] \cdot \left\{ \sqrt{2} \cdot [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)] \right\}} + \frac{V_3^2(u) + V_1^2(u)}{4\sqrt{2}EI\alpha_2^3 \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]}; \quad (\text{Б.8})$$

$$\lambda_{*42} = \frac{V_1(u) \cdot \left[2 \cdot D_2 \cdot V_0(u) V_1(u) V_3(u) + \left(\frac{q}{K_2} + D_2 V_2(u) \right) \cdot (V_3^2(u) + V_0(u) V_2(u)) + D_2 \cdot V_0^3(u) - D_2 \cdot V_2(u) V_1^2(u) \right]}{\left\{ [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 \sqrt{2}} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)] \right\} \cdot [V_0(u) V_3(u) - V_1(u) V_2(u)]} + \quad (\text{B.9})$$

$$+ \frac{\alpha_1 w_1 V_1(u)}{\sqrt{2} \alpha_2 [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]} + \frac{D_2 \cdot V_0(u) V_1(u) + \left(\frac{q}{K_2} + D_2 V_2(u) \right) \cdot V_3(u)}{V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)};$$

$$\lambda_{*51} = \frac{[V_1(u) \cdot V_2^2(u) - 2V_0(u) \cdot V_2(u) \cdot V_3(u) - V_3^3(u) - V_3(u) \cdot V_1^2(u) - V_1(u) \cdot V_0^2(u)] \cdot V_0(u)}{4\alpha_2^3 EI \cdot [V_0(u) V_3(u) - V_1(u) V_2(u)] \cdot \left\{ \sqrt{2} \cdot [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)] \right\}} + \quad (\text{B.10})$$

$$+ \frac{V_0(u) V_1(u) + V_2(u) V_3(u)}{4\sqrt{2} EI \alpha_2^3 \cdot [V_0(u) V_3(u) - V_1(u) V_2(u)]};$$

$$\lambda_{*52} = \frac{V_0(u) \cdot \left[2 \cdot D_2 \cdot V_0(u) V_1(u) V_3(u) + \left(\frac{q}{K_2} + D_2 V_2(u) \right) \cdot (V_3^2(u) + V_0(u) V_2(u)) + D_2 \cdot V_0^3(u) - D_2 \cdot V_2(u) V_1^2(u) \right]}{\left\{ [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 \sqrt{2}} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)] \right\} \cdot [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]} \quad (\text{B.11})$$

$$- \frac{\alpha_1 w_1 V_0(u)}{\sqrt{2} \alpha_2 [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]} - \frac{D_2 \cdot V_0^2(u) + \left(\frac{q}{K_2} + D_2 V_2(u) \right) \cdot V_2(u)}{V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)};$$

$$\xi_{*61} = \frac{V_1(u) \cdot V_2^2(u) - 2V_0(u) \cdot V_2(u) \cdot V_3(u) - V_3^3(u) - V_3(u) \cdot V_1^2(u) - V_1(u) \cdot V_0^2(u)}{4\sqrt{2} \alpha_2 \alpha_1^2 EI [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + 4\alpha_2^2 \alpha_1 EI [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]}; \quad (\text{B.12})$$

$$\xi_{*62} = \frac{- \left[2 \cdot D_2 \cdot V_0(u) V_1(u) V_3(u) + \left(\frac{q}{K_2} + D_2 V_2(u) \right) \cdot (V_3^2(u) + V_0(u) V_2(u)) + D_2 \cdot V_0^3(u) - D_2 \cdot V_2(u) V_1^2(u) \right]}{\frac{\alpha_1^2}{\alpha_2^2} \cdot [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \sqrt{2}} [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]} + \quad (\text{B.13})$$

$$+ \frac{w_1 [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]}{\sqrt{2} \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot [V_0^2(u) + V_1(u) V_3(u)] + [V_1(u) V_2(u) - V_0(u) V_3(u)]};$$

$$\psi_{*1} = \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \frac{V_2(u_3) \cdot V_3(u_3) + V_0(u_3) \cdot V_1(u_3)}{\alpha_3 \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))}; \quad (\text{B.14})$$

$$\psi_{*2} = \frac{\frac{-q_2 \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{K_2} - (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2))}{V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2)}; \quad (\text{B.15})$$

$$\psi_{*3} = \frac{\alpha_2 \cdot 2 \cdot E \cdot I}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*1}} \cdot \left[\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right] - \quad (\text{B.16})$$

$$- \frac{2 \cdot E \cdot I \cdot \alpha_3 \cdot q_3 \cdot (V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3))}{(V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) \cdot K_3 \cdot \psi_{*1}};$$

$$\psi_{*4} = \frac{V_2^3(u_3) + V_0^2(u_3) \cdot V_2(u_3) - 2 \cdot V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) \cdot V_3(u_3)}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \alpha_3^2 (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) \cdot \psi_{*1}} + \quad (\text{B.17})$$

$$+ \frac{V_3^2(u_3) \cdot V_0(u_3) - V_1^2(u_3) \cdot V_0(u_3)}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \alpha_3^2 (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) \cdot \psi_{*1}};$$

$$\psi_{*5} = \frac{V_3(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2)) \cdot \psi_{*1}}; \quad (\text{B.18})$$

$$\begin{aligned} \psi_{*6} = & \frac{-V_3(2 \cdot u_2) \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \\ & + \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2))}{\alpha_2^2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))^2 \cdot \psi_{*1}}; \end{aligned} \quad (\text{B.19})$$

$$\psi_{*7} = \frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{\alpha_2^2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2)) \cdot \psi_{*1}} + \frac{1}{2 \cdot E \cdot I \cdot \alpha_1}; \quad (\text{B.20})$$

$$\begin{aligned} \psi_{*8} = & \frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \\ & - \frac{V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2))}{\alpha_2^2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))^2 \cdot \psi_{*1}}; \end{aligned} \quad (\text{B.21})$$

$$\begin{aligned} \psi_{*9} = & \frac{-2 \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + V_1^3(2 \cdot u_2) + V_0^2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \\ & + \frac{V_3^2(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - V_2^2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \end{aligned} \quad (\text{B.22})$$

$$\begin{aligned} \psi_{*10} = & \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \left[\frac{\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \right. \\ & \left. - \psi_{*2} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*3} \cdot \psi_{*9} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right] - \alpha_1 \cdot w_1; \end{aligned} \quad (\text{B.23})$$

$$\psi_{*11} = -\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*4} \cdot \psi_{*9}; \quad (\text{B.24})$$

$$\begin{aligned} \psi_{*12} = & - \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \\ & + \frac{\frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \psi_{*2}; \end{aligned} \quad (\text{B.25})$$

$$\psi_{*13} = \frac{\frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} - (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{B.26})$$

$$\psi_{*14} = \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \frac{\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2} \cdot V_3(2 \cdot u)}{V_1(2 \cdot u)} - \frac{\frac{V_3(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{B.27})$$

$$\psi_{*15} = \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \frac{\frac{V_3(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{B.28})$$

$$\psi_{*16} = \frac{\psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I}; \quad (\text{B.29})$$

$$\psi_{*17} = \frac{\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I}; \quad (\text{B.30})$$

$$\psi_{*18} = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot \alpha_3^3}; \quad (\text{B.31})$$

$$\psi_{*19} = \frac{\left(\psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right) \cdot V_0(u_3)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))} - \frac{q_3 \cdot V_2(u_3)}{(V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) \cdot K_3}; \quad (\text{B.32})$$

$$\psi_{*20} = \frac{\left(\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right) \cdot V_0(u_3)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))} - \frac{(V_2(u_3) \cdot V_3(u_3) + V_0(u_3) \cdot V_1(u_3)) \cdot \psi_{*18}}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (\text{B.33})$$

$$\psi_{*21} = \frac{-\left(\psi_{*3} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*10}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right) \cdot V_2(u_3)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))} - \frac{q_3 \cdot V_0(u_3)}{(V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) \cdot K_3}; \quad (\text{B.34})$$

$$\psi_{*22} = \frac{-\left(\psi_{*4} + \frac{\psi_{*5} \cdot \psi_{*11}}{\psi_{*6} + \psi_{*7} + \psi_{*8}} \right) \cdot V_2(u_3)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))} + \frac{(V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)) \cdot \psi_{*18}}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (\text{B.35})$$

$$\psi_{*1}^* = \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \frac{V_0^2(u_3) + V_1(u_3) \cdot V_3(u_3)}{\alpha_3 \cdot (V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3))}; \quad (\text{B.36})$$

$$\psi_{*3}^* = \frac{1}{\psi_{*1}^*} \left\{ \frac{2EI \cdot \alpha_2}{V_1(2 \cdot u_2)} \cdot \left[\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2} \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right] - \frac{M_0 \cdot V_1(u_3)}{\alpha_3} + \frac{\alpha_3}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)} \times \right. \quad (\text{B.37})$$

$$\times \left[\frac{-M_0}{\alpha_3^2} \cdot (V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) \cdot V_3(u_3) + V_0^3(u_3) + V_2^2(u_3) \cdot V_0(u_3) + V_3^2(u_3) \cdot V_2(u_3)) + \frac{q_3 \cdot 2EI}{K_3} \cdot (V_3^2(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_0(u_3)) \right] \Bigg\};$$

$$\psi_{*4}^* = \frac{2EI \cdot \alpha_3 \cdot \psi_{*18}^* \cdot (2 \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(u_3) \cdot V_3(u_3) + V_3^3(u_3) + V_0^2(u_3) \cdot V_1(u_3))}{(V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)) \cdot \psi_{*1}^*} + \frac{2EI \cdot \alpha_3 \cdot \psi_{*18}^* \cdot (V_1^2(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_2^2(u_3) \cdot V_1(u_3))}{(V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)) \cdot \psi_{*1}^*}; \quad (\text{B.38})$$

$$\psi_{*5}^* = \frac{V_3(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2)) \cdot \psi_{*1}^*}; \quad (\text{B.39})$$

$$\psi_{*6}^* = \frac{-V_3(2 \cdot u_2) \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot \psi_{*5}^*}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{B.40})$$

$$\psi_{*7}^* = \frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*5}^*}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I} + \frac{1}{2 \cdot E \cdot I \cdot \alpha_1}; \quad (\text{B.41})$$

$$\psi_{*8}^* = \frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \frac{V_2(2 \cdot u_2) \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)) \cdot \psi_{*5}^*}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{B.42})$$

$$\psi_{*10}^* = \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \left[\frac{\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \right. \quad (\text{B.43})$$

$$\left. - \psi_{*2} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*3}^* \cdot \psi_{*9}^* + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) \right] - \alpha_1 \cdot w_1;$$

$$\psi_{*11}^* = -\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*4}^* \cdot \psi_{*9}^*; \quad (\text{B.44})$$

$$\psi_{*12}^* = - \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \quad (\text{B.45})$$

$$+ \frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*10}^*}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2)) \cdot (\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*)} + \psi_{*2}^*;$$

$$\psi_{*13}^* = -\frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} + \quad (\text{B.46})$$

$$+ \frac{\frac{V_1(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))};$$

$$\psi_{*14}^* = \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \quad (\text{B.47})$$

$$- \frac{\frac{q_2}{K_2} + (w_2 - w_1 - \frac{q_2}{K_2}) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*2}^* \cdot V_3(2 \cdot u)}{V_1(2 \cdot u)}$$

$$- \frac{\frac{V_3(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))};$$

$$\psi_{*15}^* = \frac{(V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot \left(\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))} - \quad (\text{B.48})$$

$$- \frac{\frac{V_3(2 \cdot u_2) \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_3^2(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2))};$$

$$\psi_{*16}^* = \frac{\psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I}; \quad (\text{B.49})$$

$$\psi_{*17}^* = \frac{\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot E \cdot I}; \quad (\text{B.50})$$

$$\psi_{*19}^* = \frac{-M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I} \frac{(V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)) + \frac{q_3}{K_3} \cdot V_2(u_3)}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)} - \quad (\text{B.51})$$

$$- \frac{V_0(u_3) \cdot \left(\psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3))};$$

$$\psi_{*20}^* = \frac{\psi_{*18}^* \cdot (V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_3(u_3))}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)} - \quad (\text{B.52})$$

$$- \frac{V_0(u_3) \cdot \left(\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3))};$$

$$\psi_{*21}^* = \frac{\frac{M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I} (V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_3(u_3)) - \frac{q_3}{K_3} \cdot V_3(u_3)}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)} + \frac{V_1(u_3) \cdot \left(\psi_{*3}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*10}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3))}; \quad (\text{B.53})$$

$$\psi_{*22}^* = \frac{-\psi_{*18} \cdot (V_1^2(u_3) + V_3^2(u_3))}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)} + \frac{V_1(u_3) \cdot \left(\psi_{*4}^* + \frac{\psi_{*5}^* \cdot \psi_{*11}^*}{\psi_{*6}^* + \psi_{*7}^* + \psi_{*8}^*} \right)}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot E \cdot I \cdot (V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3))}. \quad (\text{B.54})$$

Приложение В

ВЫВОД ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РАСЧЕТЕ БАЛОК, ЛЕЖАЩИХ НА МНОГОСЛОЙНЫХ УПРУГО- ПЛАСТИЧЕСКИХ ОСНОВАНИЯХ

При расчете балок, лежащих на многослойных упруго-пластических основаниях, с помощью метода трех моментов, как это предлагается в параграфе 4.5 настоящей работы, используется ряд вспомогательных функций, входящих в выражение для углов поворота опорных сечений однопролетных балок. При этом в справочной литературе [288] отсутствуют указанные функции для определенных нагрузок и условий закрепления. Кроме того, для упрощения составления и решения системы уравнений участка балки, подкрепленные упругими опорами, роль которых выполняют перекрестные связи, целесообразно рассматривать как однопролетные балки, а влияние опоры учесть в соответствующих вспомогательных функциях, что представлено ниже.

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.1) и загруженную сосредоточенным моментом \mathfrak{M} .

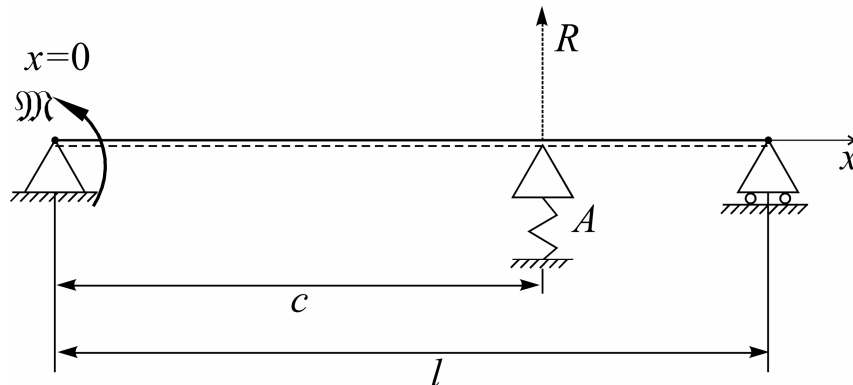


Рисунок В.1 – Шарнирно опертая балка с промежуточной упругой опорой,
загруженная сосредоточенным моментом

Обозначив через R реакцию опоры, выражение упругой линии рассматриваемой балки можно представить в виде

$$w(x) = D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x) - \left\| \frac{R}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI} V_3[\alpha(x-c)]. \quad (\text{B.1}) \right.$$

Граничные условия можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} w(0) = 0; \\ w''(0) = \frac{\mathfrak{M}}{EI}; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_0 = 0; \quad (\text{B.3})$$

$$D_2 = \frac{\mathfrak{M}}{2\alpha^2 EI}; \quad (\text{B.4})$$

Кроме того, при $z = c$ имеет место равенство

$$w(c) = D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_1 \cdot V_1(\alpha c) + D_2 \cdot V_2(\alpha c) + D_3 \cdot V_3(\alpha c) = R \cdot A, \quad (\text{B.5})$$

откуда с учетом (B.3) может быть определена реактивная сосредоточенная сила R :

$$R = \frac{D_1 \cdot V_1(\alpha c) + D_2 \cdot V_2(\alpha c) + D_3 \cdot V_3(\alpha c)}{A}. \quad (\text{B.6})$$

После этого, введя безразмерные параметры $u = \frac{\alpha \cdot l}{2}$, $u_c = \alpha \cdot c$ и $B_A = A \cdot K \cdot l$, с использованием третьего и четвертого выражений системы (B.2) определяются постоянные интегрирования D_1 и D_3 , входящие в выражение (B.1):

$$D_3 = \psi_{*B3} \cdot D_2; \quad (\text{B.7})$$

$$D_1 = (\psi_{*B1} + \psi_{*B2} \cdot \psi_{*B3}) \cdot D_2, \quad (\text{B.8})$$

где

$$\psi_{*B1} = \frac{-\sqrt{2} \cdot B_A \cdot V_2(2u) + 4 \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_2(u_c) \cdot u}{\sqrt{2} \cdot B_A \cdot V_1(2u) - 4 \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c) \cdot u}; \quad (\text{B.9})$$

$$\psi_{*B2} = \frac{-\sqrt{2} \cdot B_A \cdot V_3(2u) + 4 \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_3(u_c) \cdot u}{\sqrt{2} \cdot B_A \cdot V_1(2u) - 4 \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c) \cdot u}; \quad (\text{B.10})$$

$$\psi_{*B3} = \frac{B_A \cdot \psi_{*B1} \cdot V_3(2u) - B_A \cdot V_0(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B1} \cdot V_1(u_c) + V_2(u_c)]}{-B_A \cdot \psi_{*B2} \cdot V_3(2u) + B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B2} \cdot V_1(u_c) + V_3(u_c)]}. \quad (\text{B.11})$$

В этом случае выражения для углов поворота опорных сечений балки имеют вид

$$w'(0) = \frac{-\mathfrak{M}\lambda \cdot l}{3EI} \cdot \psi_{0A}(u, u_c, B_A); \quad (\text{B.12})$$

$$w'(l) = \frac{\mathfrak{M}\lambda \cdot l}{6EI} \cdot \psi_{1A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.13})$$

где вспомогательные функции $\psi_{0A}(u, u_c, B_A)$ и $\psi_{1A}(u, u_c, B_A)$ определяются выражениями

$$\psi_{0A}(u, u_c, B_A) = \frac{3\sqrt{2}}{4u} (\psi_{*B1} + \psi_{*B2} \cdot \psi_{*B3}); \quad (\text{B.14})$$

$$\begin{aligned} \psi_{1A}(u, u_c, B_A) = & \frac{3\sqrt{2}}{2 \cdot B_A \cdot u} \{ (\psi_{*B1} + \psi_{*B2} \cdot \psi_{*B3}) \cdot B_A \cdot V_0(2u) + B_A \cdot V_1(2u) + B_A \cdot \psi_{*B3} \cdot V_2(2u) - \\ & - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [(\psi_{*B1} + \psi_{*B2} \cdot \psi_{*B3}) \cdot V_1(u_c) + V_2(u_c) + \psi_{*B3} \cdot V_3(u_c)] \}. \end{aligned} \quad (\text{B.15})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.2) и загруженную распределенной нагрузкой.

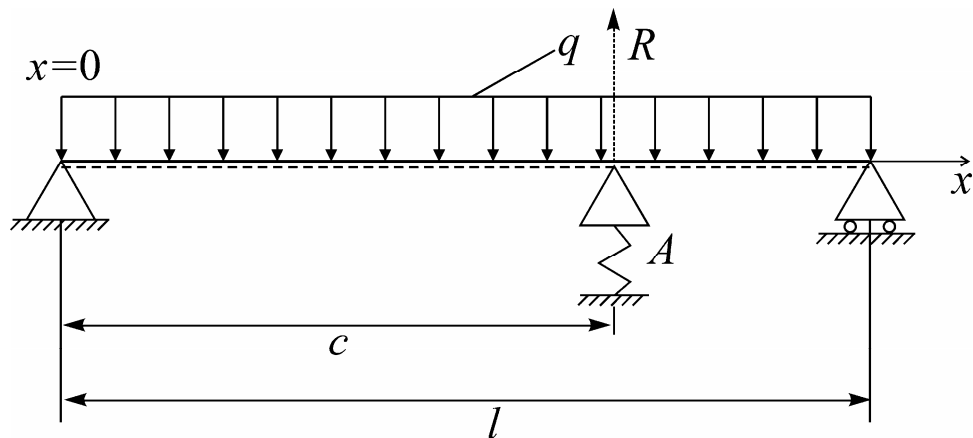


Рисунок В.2 – Шарнирно опертая балка с промежуточной упругой опорой, загруженная распределенной нагрузкой

Обозначив через R реакцию опоры, выражение упругой линии рассматриваемой балки можно представить в виде

$$w(z) = \frac{q}{K} + D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x) - \left\| \frac{R}{c \cdot 2\sqrt{2}\alpha^3 EI} V_3[\alpha(x-c)] \right\|. \quad (\text{B.16})$$

Граничные условия можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} w(0) = 0; \\ w''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{B.17})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_0 = -\frac{q}{K}; \quad (\text{B.18})$$

$$D_2 = 0. \quad (\text{B.19})$$

Кроме того, при $x = c$ имеет место равенство

$$w(c) = \frac{q}{K} + D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x) = R \cdot A, \quad (\text{B.20})$$

откуда с учетом (B.19) может быть определена реактивная сосредоточенная сила R :

$$R = \frac{\frac{q}{K} + D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x)}{A}. \quad (\text{B.21})$$

После этого, введя безразмерные параметры $u = \frac{\alpha \cdot l}{2}$, $u_c = \alpha \cdot c$ и $B_A = A \cdot K \cdot l$, с использованием третьего и четвертого выражений системы (B.17) определяются постоянные интегрирования D_1 и D_3 , входящие в выражение (B.16):

$$D_3 = q \cdot \psi_{*B7}; \quad (\text{B.22})$$

$$D_1 = q \cdot (\psi_{*B4} \cdot \psi_{*B7} + \psi_{*B5}), \quad (\text{B.23})$$

где

$$\psi_{*B4} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_3(u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.24})$$

$$\psi_{*B5} = \frac{l^4}{64EIu^4} \cdot \psi_{*B6}; \quad (\text{B.25})$$

$$\psi_{*B6} = \frac{B_A \cdot V_0(2u) - B_A + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot [1 - V_0(u_c)]}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.26})$$

$$\psi_{*B7} = \frac{l^4}{64EIu^4} \cdot \psi_{*B8}; \quad (\text{B.27})$$

$$\psi_{*B8} = \frac{-B_A \cdot V_2(2u) + B_A \cdot \psi_{*B6} \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [1 - V_0(u_c) + \psi_{*B6} \cdot V_1(u_c)]}{-B_A \cdot \psi_{*B4} \cdot V_3(2u) + B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B4} \cdot V_1(u_c) + V_3(u_c)]}. \quad (\text{B.28})$$

В этом случае выражения для углов поворота опорных сечений балки имеют вид

$$w'(0) = \alpha\sqrt{2}D_1 = \frac{ql^3}{24EI} \cdot \psi_{2A}(u, u_c, B_A); \quad (\text{B.29})$$

$$w'(l) = -\frac{ql^3}{24EI} \cdot \psi_{2A}(u, 2u - u_c, B_A), \quad (\text{B.30})$$

где вспомогательная функция $\psi_{2A}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{2A}(u, u_c, B_A) = \frac{3\sqrt{2}}{4u^3} (\psi_{*B4} \cdot \psi_{*B8} + \psi_{*B6}). \quad (\text{B.31})$$

Рассмотрим подкрепленную промежуточной упругой опорой шарнирно опертую балку (рисунок В.3), левая опора которой смещена по высоте относительно правой на величину w_n .

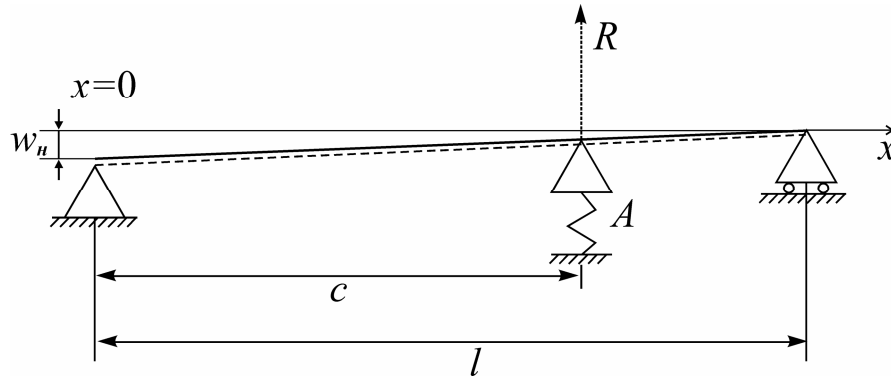


Рисунок В.3 – Шарнирно опертая балка с промежуточной упругой опорой и смещением опор в вертикальном направлении

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), а граничные условия можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} w(0) = w_n; \\ w''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{B.32})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_0 = w_n; \quad (\text{B.33})$$

$$D_2 = 0. \quad (\text{B.34})$$

С учетом (B.5) и (B.34) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x)}{A}. \quad (\text{B.35})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (B.32) определяются постоянные интегрирования D_1 и D_3 , входящие в выражение упругой линии

$$D_3 = w_n \cdot \psi_{*B11}; \quad (\text{B.36})$$

$$D_1 = w_n \cdot (\psi_{*B9} \cdot \psi_{*B11} + \psi_{*B10}), \quad (\text{B.37})$$

где

$$\psi_{*B9} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_3(u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.38})$$

$$\psi_{*B10} = \frac{-B_A \cdot V_0(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.39})$$

$$\psi_{*B11} = \frac{B_A \cdot V_2(2u) + B_A \cdot \psi_{*B10} \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B10} \cdot V_1(u_c) + V_0(u_c)]}{B_A \cdot V_1(2u) - B_A \cdot \psi_{*B9} \cdot V_3(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B9} \cdot V_1(u_c) + V_3(u_c)]}. \quad (\text{B.40})$$

В этом случае выражения для углов поворота опорных сечений балки имеют вид

$$w'(0) = \alpha\sqrt{2}D_1 = \frac{w_n}{l} \cdot \psi_{3A}(u, u_c, B_A); \quad (\text{B.41})$$

$$w'(l) = \frac{w_n}{l} \cdot \psi_{4A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.42})$$

где вспомогательные функции $\psi_{3A}(u, u_c, B_A)$ и $\psi_{4A}(u, u_c, B_A)$ определяются выражениями

$$\psi_{3A}(u, u_c, B_A) = 2\sqrt{2} \cdot u \cdot (\psi_{*B9} \cdot \psi_{*B11} + \psi_{*B10}); \quad (\text{B.43})$$

$$\psi_{4A}(u, u_c, B_A) = \frac{2\sqrt{2} \cdot u}{B_A} \left\{ -B_A \cdot V_3(2u) + (\psi_{*B10} + \psi_{*B9} \cdot \psi_{*B11}) \cdot B_A \cdot V_0(2u) + B_A \cdot \psi_{*B11} \cdot V_2(2u) - \right. \\ \left. - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [V_0(u_c) + (\psi_{*B10} + \psi_{*B9} \cdot \psi_{*B11}) \cdot V_1(u_c) + \psi_{*B11} \cdot V_3(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.44})$$

Для шарнирно опертой балки, левая опора которой смещена по высоте относительно правой на величину w_n , в случае отсутствия промежуточной опоры (рисунок В.4), могут быть использованы функции $\psi_{3A}(u, u_c, B_A)$ и $\psi_{4A}(u, u_c, B_A)$ при подстановке в них $B_A = \infty$, либо представленные ниже функции $\psi_3(u)$ и $\psi_4(u)$.

Упругая линия рассматриваемой балки может быть представлена в виде

$$w(x) = D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x), \quad (\text{B.45})$$

при этом постоянные интегрирования D_0 и D_2 определяются выражениями (В.33) и (В.34), а остальные – из граничных условий (В.32).

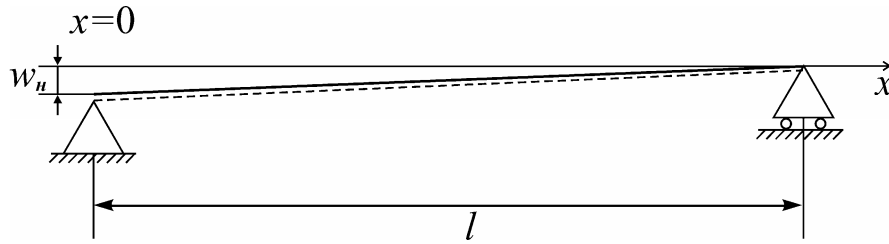


Рисунок В.4 – Шарнирно опертая балка с промежуточной упругой опорой и смещением опор в вертикальном направлении

После нахождения всех постоянных интегрирования выражения для углов поворота опорных сечений балки могут быть записаны так:

$$w'(0) = \frac{w_n}{l} \cdot \psi_3(u); \quad (\text{B.46})$$

$$w'(l) = \frac{w_n}{l} \cdot \psi_4(u), \quad (\text{B.47})$$

где вспомогательные функции $\psi_3(u)$ и $\psi_4(u)$ определяются выражениями

$$\psi_3(u) = -2\sqrt{2} \cdot u \cdot \frac{V_0(2u) \cdot V_1(2u) + V_2(2u) \cdot V_3(2u)}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)}; \quad (\text{B.48})$$

$$\psi_4(u) = \frac{2\sqrt{2} \cdot u}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)} \cdot \left[-V_1^2(2u) \cdot V_3(2u) - V_3^3(2u) - V_0^2(2u) \cdot V_1(2u) - \right. \\ \left. - 2 \cdot V_0(2u) \cdot V_2(2u) \cdot V_3(2u) + V_2^2(2u) \cdot V_1(2u) \right]. \quad (\text{B.49})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкреплённую промежуточной упругой опорой (рисунок В.5) и нагруженную сосредоточенной силой, приложенной над упругой опорой.

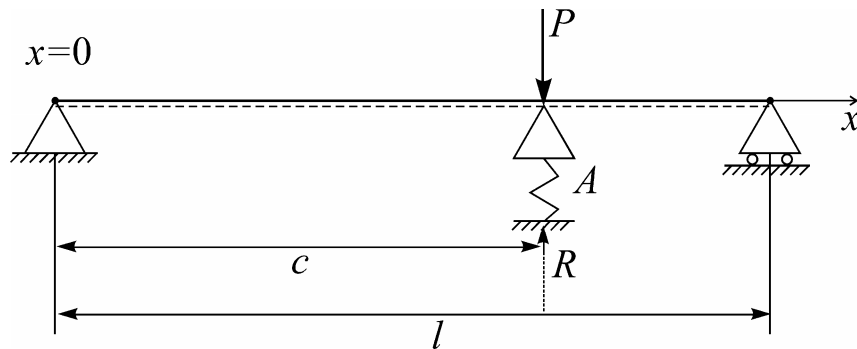


Рисунок В.5 – Шарнирно опертая балка с промежуточной упругой опорой, нагруженная на опоре сосредоточенной силой

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), а граничные условия можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} w(0) = 0; \\ w''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.50})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_0 = 0; \quad (\text{В.51})$$

$$D_2 = 0. \quad (\text{В.52})$$

С учетом (В.5), (В.51) и (В.52) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_1 \cdot V_1(\alpha c) + D_3 \cdot V_3(\alpha c)}{A}. \quad (\text{В.53})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.50) определяются постоянные интегрирования D_1 и D_3 , входящие в выражение упругой линии

$$D_3 = P \cdot \psi_{*B15}; \quad (\text{В.54})$$

$$D_1 = P \cdot (\psi_{*B12} \cdot \psi_{*B15} + \psi_{*B13}), \quad (\text{В.55})$$

где

$$\psi_{*B12} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_3(u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.56})$$

$$\psi_{*B13} = \frac{l^3}{16\sqrt{2EI} \cdot u^3} \cdot \psi_{*B14}; \quad (\text{B.57})$$

$$\psi_{*B14} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u - u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}; \quad (\text{B.58})$$

$$\psi_{*B15} = \frac{l^3}{16\sqrt{2EI} \cdot u^3} \cdot \psi_{*B16}; \quad (\text{B.59})$$

$$\psi_{*B16} = \frac{B_A \cdot \psi_{*B14} \cdot V_3(2u) - B_A \cdot V_1(2u - u_c) + 2\sqrt{2u} \cdot \psi_{*B14} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}{B_A \cdot V_1(2u) - B_A \cdot \psi_{*B12} \cdot V_3(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B12} \cdot V_1(u_c) + V_3(u_c)]}. \quad (\text{B.60})$$

В этом случае выражения для углов поворота опорных сечений балки имеют вид

$$w'(0) = \frac{P \cdot l^2}{16EI} \cdot \chi_{0C}(u, 2u - u_c, B_A); \quad (\text{B.61})$$

$$w'(l) = -\frac{P \cdot l^2}{16EI} \cdot \chi_{0C}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.62})$$

где вспомогательная функция $\chi_{0C}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\chi_{0C}(u, u_c, B_A) = \frac{-2}{B_A \cdot u^2} \{ B_A \cdot \psi_{*B12} \cdot \psi_{*B16} \cdot V_0(2u) + B_A \cdot \psi_{*B14} \cdot V_0(2u) + B_A \cdot \psi_{*B16} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_2(2u - u_c) - 2\sqrt{2u} \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B12} \cdot \psi_{*B16} \cdot V_1(u_c) + \psi_{*B14} \cdot V_1(u_c) + \psi_{*B16} \cdot V_3(u_c)] \}. \quad (\text{B.63})$$

Рассмотрим шарнирно опертую консоль, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.6) и нагруженную на конце сосредоточенной силой. Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w''(0) = 0; \\ w'''(0) = \frac{P}{EI}; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{B.64})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_3 = \frac{P}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}; \quad (B.65)$$

$$D_2 = 0. \quad (B.66)$$

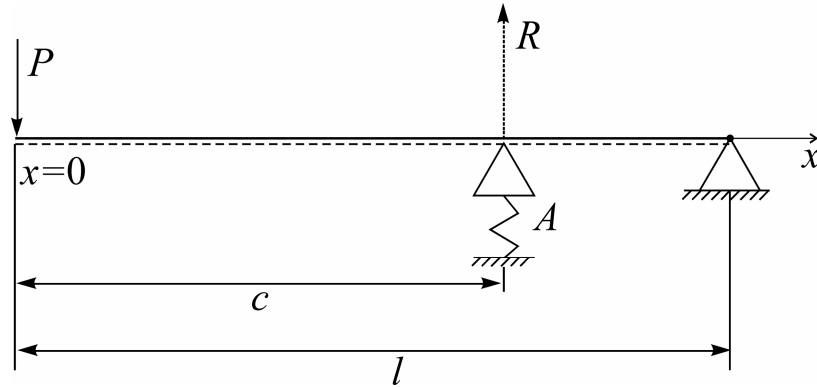


Рисунок В.6 – Шарнирно опертая консоль с промежуточной упругой опорой, нагруженная сосредоточенной силой

С учетом (В.5) и (В.66) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_1 \cdot V_1(\alpha c) + D_3 \cdot V_3(\alpha c)}{A}. \quad (B.67)$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.64) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_1 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = P \cdot (\psi_{*B17} + \psi_{*B19} \cdot \psi_{*B20}); \quad (B.68)$$

$$D_1 = P \cdot \psi_{*B20}, \quad (B.69)$$

где

$$\psi_{*B17} = \frac{l^3}{16\sqrt{2}EI \cdot u^3} \cdot \psi_{*B18}; \quad (B.70)$$

$$\psi_{*B18} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_3(u_c)}{B_A \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (B.71)$$

$$\psi_{*B19} = \frac{-B_A \cdot V_1(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}{B_A \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (B.72)$$

$$\psi_{*B20} = \frac{l^3}{16\sqrt{2}EI \cdot u^3} \cdot \psi_{*B21}; \quad (B.73)$$

$$\psi_{*B21} = \frac{-B_A \cdot \psi_{*B18} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B18} \cdot V_0(u_c) + V_3(u_c)]}{B_A \cdot \psi_{*B19} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B19} \cdot V_0(u_c) + V_1(u_c)]}. \quad (\text{B.74})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w'(l) = \frac{P \cdot l^2}{2EI} \cdot \psi_{5A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.75})$$

где вспомогательная функция $\psi_{5A}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{5A}(u, u_c, B_A) = \frac{1}{4 \cdot B_A \cdot u^2} \left\{ -B_A \cdot \psi_{*B19} \cdot \psi_{*B21} \cdot V_3(2u) - B_A \cdot \psi_{*B18} \cdot V_3(2u) + B_A \cdot \psi_{*B21} \cdot V_0(2u) + \right. \\ \left. + B_A \cdot V_2(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B19} \cdot \psi_{*B21} \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B18} \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B21} \cdot V_1(u_c) + V_3(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.76})$$

Если у рассмотренной балки упругая опора в пролете отсутствует, (рисунок В.7), то при расчете может быть использована функция $\psi_{5A}(u, u_c, B_A)$ при подстановке в нее $B_A = \infty$, либо представленные ниже функция $\psi_5(u)$.

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.45), при этом постоянные интегрирования D_3 и D_2 определяются выражениями (В.65) и (В.66), а остальные – из граничных условий (В.64). После их определения выражение для угла поворота опорного сечения балки принимает вид

$$w'(l) = \frac{P \cdot l^2}{2EI} \cdot \psi_5(u), \quad (\text{B.77})$$

где вспомогательная функция $\psi_5(u)$ определяется выражением

$$\psi_5(u) = \frac{V_3^3(2u) + V_1^2(2u) \cdot V_3(2u) + V_0^2(2u) \cdot V_1(2u) + 2 \cdot V_0(2u) \cdot V_2(2u) \cdot V_3(2u) - V_2^2(2u) \cdot V_1(2u)}{4u^2 \cdot [V_0(2u) \cdot V_3(2u) - V_1(2u) \cdot V_2(2u)]}. \quad (\text{B.78})$$

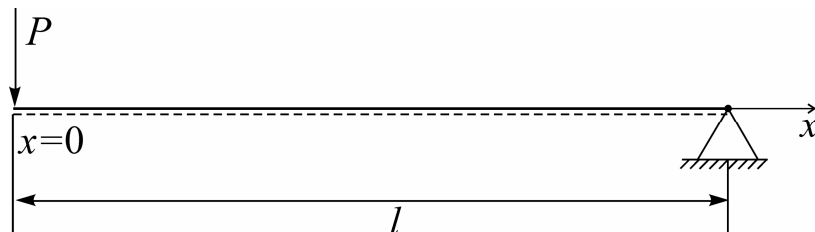


Рисунок В.7 – Шарнирно опертая консоль, лежащая на упругом основании и нагруженная сосредоточенной силой

Рассмотрим шарнирно опертую консоль, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.8) и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой.

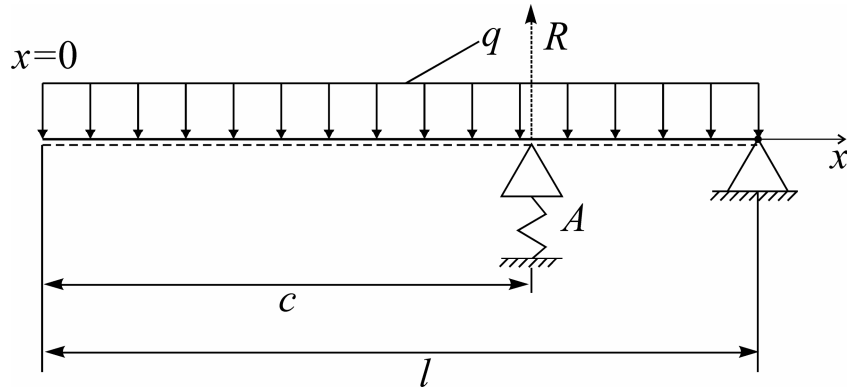


Рисунок В.8 – Шарнирно опертая консоль с промежуточной упругой опорой, нагруженная распределенной нагрузкой

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.16), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w''(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.79})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_2 = 0; \quad (\text{В.80})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{В.81})$$

С учетом (В.20), (В.80) и (В.81) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{q/K + D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_1 \cdot V_1(\alpha c)}{A}. \quad (\text{В.82})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.79) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_1 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = q \cdot (\psi_{*B23} + \psi_{*B22} \cdot \psi_{*B25}); \quad (\text{В.83})$$

$$D_1 = q \cdot \psi_{*B25}, \quad (\text{B.84})$$

где

$$\psi_{*B22} = \frac{B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}{-B_A \cdot V_2(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.85})$$

$$\psi_{*B23} = \frac{l^4}{64EI \cdot u^4} \cdot \psi_{*B24}; \quad (\text{B.86})$$

$$\psi_{*B24} = \frac{2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c)}{-B_A \cdot V_2(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.87})$$

$$\psi_{*B25} = \frac{l^4}{64EI \cdot u^4} \cdot \psi_{*B26}; \quad (\text{B.88})$$

$$\psi_{*B26} = \frac{-B_A - B_A \cdot \psi_{*B24} \cdot V_0(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot [1 + \psi_{*B24} \cdot V_0(u_c)]}{B_A \cdot \psi_{*B22} \cdot V_0(2u) + B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B22} \cdot V_0(u_c) + V_1(u_c)]}. \quad (\text{B.89})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w'(l) = \frac{q \cdot l^3}{6EI} \cdot \psi_{6A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.90})$$

где вспомогательная функция $\psi_{6A}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{6A}(u, u_c, B_A) = \frac{3\sqrt{2}}{16 \cdot B_A \cdot u^3} \left\{ -B_A \cdot (\psi_{*B22} \cdot \psi_{*B26} + \psi_{*B24}) \cdot V_3(2u) + B_A \cdot \psi_{*B26} \cdot V_0(2u) - \right. \\ \left. - 2\sqrt{2u} \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [1 + (\psi_{*B22} \cdot \psi_{*B26} + \psi_{*B24}) \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B26} \cdot V_1(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.91})$$

Если у рассмотренной балки упругая опора в пролете отсутствует, (рисунок В.9), то при расчете может быть использована функция $\psi_{6A}(u, u_c, B_A)$ при подстановке в нее $B_A = \infty$, либо представленные ниже функция $\psi_6(u)$.

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением

$$w(x) = \frac{q}{K} + D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x), \quad (\text{B.92})$$

при этом постоянные интегрирования D_2 и D_3 определяются выражениями (В.80) и (В.81), а остальные – из граничных условий (В.79). После их определения выражение для угла поворота опорного сечения балки принимает вид

$$w'(l) = \frac{q \cdot l^3}{6EI} \cdot \psi_6(u), \quad (\text{B.93})$$

где вспомогательная функция $\psi_6(u)$ определяется выражением

$$\psi_6(u) = \frac{3\sqrt{2}}{16u^3} \cdot \frac{V_3^2(2u) + V_0(2u) \cdot V_2(2u)}{[V_0(2u) \cdot V_3(2u) - V_1(2u) \cdot V_2(2u)]}. \quad (\text{B.94})$$

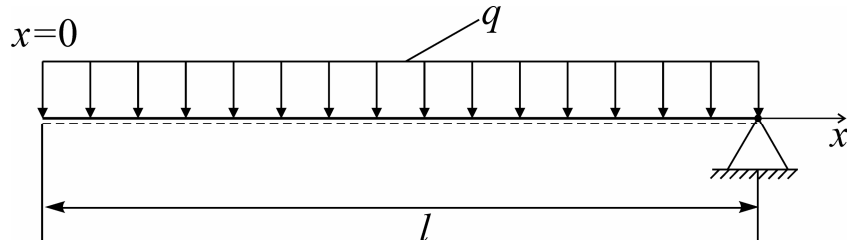


Рисунок В.9 – Шарнирно опертая консоль, лежащая на упругом основании и нагруженная распределенной нагрузкой

Рассмотрим шарнирно опертую консоль, подкреплённую промежуточной упругой опорой (рисунок В.10) и нагруженную на конце изгибающим моментом. Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w''(0) = \frac{\mathfrak{M}}{EI}; \\ w'''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{B.95})$$

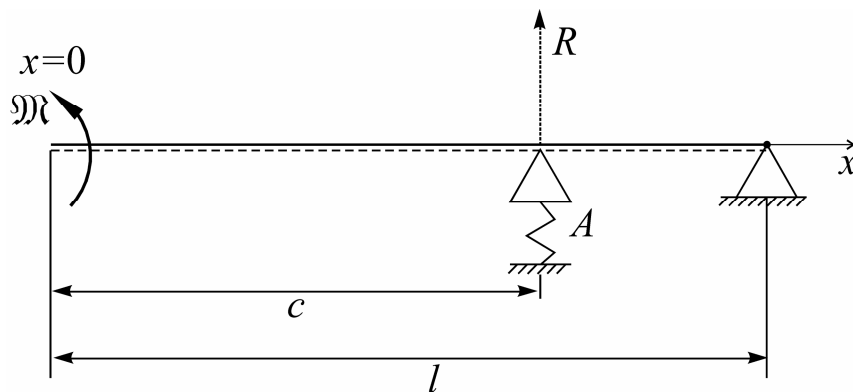


Рисунок В.10 – Шарнирно опертая консоль с промежуточной упругой опорой, нагруженная на конце изгибающим моментом

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_2 = \frac{\mathfrak{M}}{2\alpha^2 EI}; \quad (\text{B.96})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{B.97})$$

С учетом (B.5) и (B.97) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_1 \cdot V_1(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x)}{A}. \quad (\text{B.98})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (B.95) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_1 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = D_2 \cdot (\psi_{*B28} + \psi_{*B27} \cdot \psi_{*B29}); \quad (\text{B.99})$$

$$D_1 = D_2 \cdot \psi_{*B29}, \quad (\text{B.100})$$

где

$$\psi_{*B27} = \frac{-B_A \cdot V_1(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_1(u_c)}{B_A \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.101})$$

$$\psi_{*B28} = \frac{-B_A \cdot V_2(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_2(u_c)}{B_A \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.102})$$

$$\psi_{*B29} = \frac{B_A \cdot V_0(2u) - B_A \cdot \psi_{*B28} \cdot V_2(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B28} \cdot V_0(u_c) + V_2(u_c)]}{B_A \cdot \psi_{*B27} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2u} \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B27} \cdot V_0(u_c) + V_1(u_c)]}. \quad (\text{B.103})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w'(l) = \frac{\mathfrak{M} \cdot l}{EI} \cdot \psi_{7A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.104})$$

где вспомогательная функция $\psi_{7A}(u, u_c, B)$ определяется выражением

$$\begin{aligned} \psi_{7A}(u, u_c, B_A) = & \frac{\sqrt{2}}{4 \cdot B_A \cdot u} \left\{ -B_A \cdot \psi_{*B27} \cdot \psi_{*B29} \cdot V_3(2u) - B_A \cdot \psi_{*B28} \cdot V_3(2u) + B_A \cdot \psi_{*B29} \cdot V_0(2u) + \right. \\ & \left. + B_A \cdot V_1(2u) - 2\sqrt{2u} \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B27} \cdot \psi_{*B29} \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B28} \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B29} \cdot V_1(u_c) + V_2(u_c)] \right\}. \end{aligned} \quad (\text{B.105})$$

Если у рассмотренной балки упругая опора в пролете отсутствует, (рисунок B.11), то при расчете может быть использована функция $\psi_{7A}(u, u_c, B_A)$ при подстановке в нее $B_A = \infty$, либо представленные ниже функция $\psi_7(u)$.

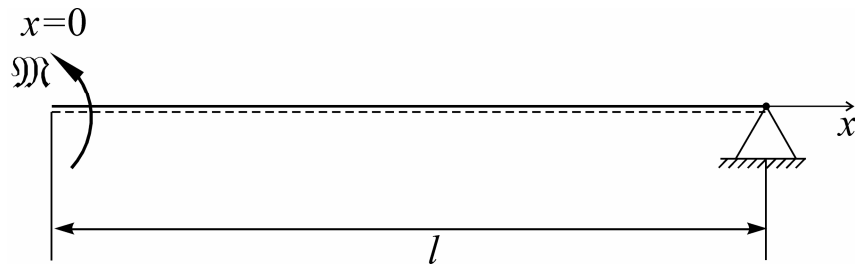


Рисунок В.11 – Шарнирно опертая консоль, лежащая на упругом основании и нагруженная на конце изгибающим моментом

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.45), при этом постоянные интегрирования D_2 и D_3 определяются выражениями (В.96) и (В.97), а остальные – из граничных условий (В.95). После их определения выражение для угла поворота опорного сечения балки принимает вид

$$w'(l) = \frac{\mathfrak{M} \cdot l}{EI} \cdot \psi_7(u), \quad (\text{В.106})$$

где вспомогательная функция $\psi_7(u)$ определяется выражением

$$\psi_7(u) = \frac{\sqrt{2}}{4u} \cdot \frac{V_0^3(2u) + V_3^2(2u) \cdot V_2(2u) + V_2^2(2u) \cdot V_0(2u) + 2 \cdot V_0(2u) \cdot V_1(2u) \cdot V_3(2u) - V_1^2(2u) \cdot V_2(2u)}{V_0(2u) \cdot V_3(2u) - V_1(2u) \cdot V_2(2u)}. \quad (\text{В.107})$$

Рассмотрим шарнирно опертую консоль, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.12) и нагруженную на опоре изгибающим моментом. Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w''(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = \frac{\mathfrak{M}}{EI}. \end{cases} \quad (\text{В.108})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_2 = 0; \quad (\text{В.109})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{В.110})$$

С учетом (В.5), (В.109) и (В.110) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_1 \cdot V_1(\alpha c)}{A}. \quad (\text{B.111})$$

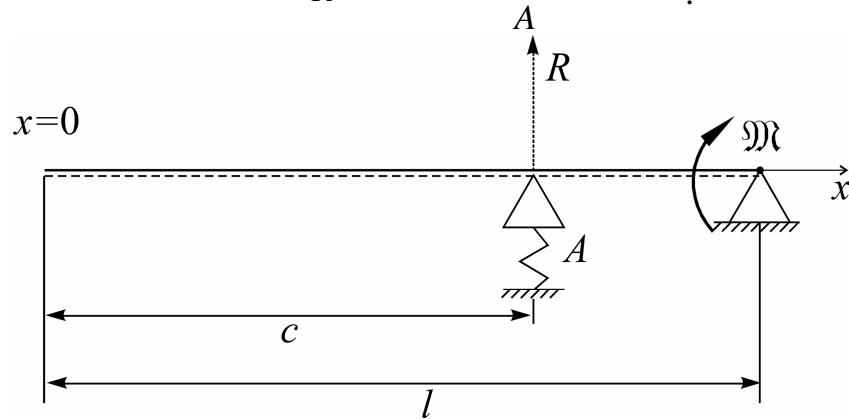


Рисунок В.12 – Шарнирно опертая консоль с промежуточной упругой опорой, нагруженная опоре изгибающим моментом

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.108) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_1 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = \psi_{*B27} \cdot \psi_{*B30} \frac{M}{2\alpha^2 EI}; \quad (\text{B.112})$$

$$D_1 = \psi_{*B30} \frac{M}{2\alpha^2 EI}, \quad (\text{B.113})$$

где ψ_{*B27} определяется равенством (В.101), а ψ_{*B30} вычисляется по формуле

$$\psi_{*B30} = \frac{-B_A}{B_A \cdot \psi_{*B27} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B27} \cdot V_0(u_c) + V_1(u_c)]}, \quad (\text{B.114})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w'(l) = \frac{M \cdot l}{EI} \cdot \psi_{8A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.115})$$

где вспомогательная функция $\psi_{8A}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{8A}(u, u_c, B_A) = \frac{\sqrt{2}}{4 \cdot B_A \cdot u} \left\{ -B_A \cdot \psi_{*B27} \cdot \psi_{*B30} \cdot V_3(2u) + B_A \cdot \psi_{*B30} \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B27} \cdot \psi_{*B30} \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B30} \cdot V_1(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.116})$$

Если у рассмотренной балки упругая опора в пролете отсутствует, (рисунок В.13), то при расчете может быть использована функция $\psi_{8A}(u, u_c, B_A)$ при подстановке в нее $B_A = \infty$, либо представленные ниже функция $\psi_8(u)$.

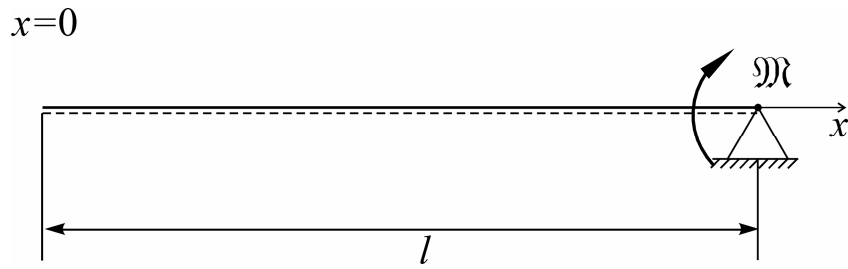


Рисунок В.13 – Шарнирно опертая консоль, лежащая на упругом основании и нагруженная на опоре изгибающим моментом

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.45), при этом постоянные интегрирования D_2 и D_3 определяются выражениями (В.109) и (В.110), а остальные – из граничных условий (В.108). После их определения выражение для угла поворота опорного сечения балки принимает вид

$$w'(l) = \frac{\mathfrak{M} \cdot l}{EI} \cdot \psi_8(u), \quad (\text{В.117})$$

где вспомогательная функция $\psi_8(u)$ определяется выражением

$$\psi_8(u) = \frac{\sqrt{2}}{4u} \cdot \frac{V_0^2(2u) + V_1(2u) \cdot V_3(2u)}{V_1(2u) \cdot V_2(2u) - V_0(2u) \cdot V_3(2u)}. \quad (\text{В.118})$$

Рассмотрим шарнирно опертую консоль, подкрепленную промежуточной упругой опорой (рисунок В.14) и нагруженную на опоре сосредоточенной силой. Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w''(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w(l) = 0; \\ w''(l) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.119})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_2 = 0; \quad (\text{В.120})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{В.121})$$

С учетом (В.5), (В.120) и (В.121) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_1 \cdot V_1(\alpha c)}{A}. \quad (\text{B.122})$$

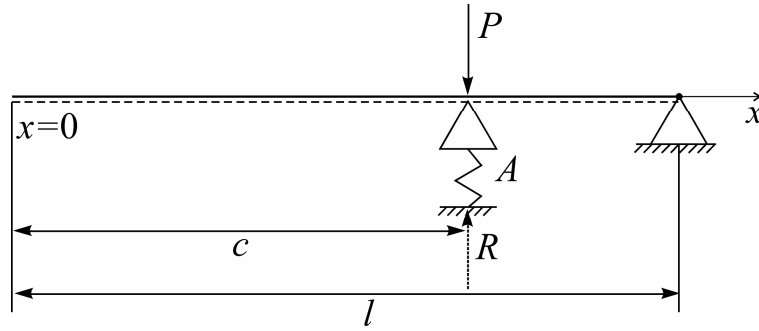


Рисунок В.14 – Шарнирно опертая консоль с промежуточной упругой опорой, нагруженная на опоре сосредоточенной силой

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.119) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_1 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = (\psi_{*B27} \cdot \psi_{*B32} + \psi_{*B31}) \frac{P}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}; \quad (\text{B.123})$$

$$D_1 = \psi_{*B32} \frac{P}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}, \quad (\text{B.124})$$

где ψ_{*B27} определяется равенством (В.101), а ψ_{*B31} и ψ_{*B32} вычисляется по формулам

$$\psi_{*B31} = \frac{-B_A \cdot V_3(2u - u_c)}{B_A \cdot V_0(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(2u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.125})$$

$$\psi_{*B32} = \frac{B_A \cdot V_1(2u - u_c) - B_A \cdot \psi_{*B31} \cdot V_2(2u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot \psi_{*B31} \cdot V_0(u_c)}{B_A \cdot \psi_{*B27} \cdot V_2(2u) + B_A \cdot V_3(2u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(2u - u_c) \cdot [\psi_{*B27} \cdot V_0(u_c) + V_1(u_c)]}. \quad (\text{B.126})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w'(l) = \frac{P \cdot l^2}{2EI} \cdot \psi_{9A}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.127})$$

где вспомогательная функция $\psi_{9A}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{9A}(u, u_c, B_A) = \frac{1}{4 \cdot B_A \cdot u^2} \left\{ -B_A \cdot (\psi_{*B27} \cdot \psi_{*B32} + \psi_{*B31}) \cdot V_3(2u) + B_A \cdot \psi_{*B32} \cdot V_0(2u) + B_A \cdot V_2(2u - u_c) - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(2u - u_c) \cdot [(\psi_{*B27} \cdot \psi_{*B32} + \psi_{*B31}) \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B32} \cdot V_1(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.128})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкрепленную двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженную сосредоточенной силой (рисунок В.15).

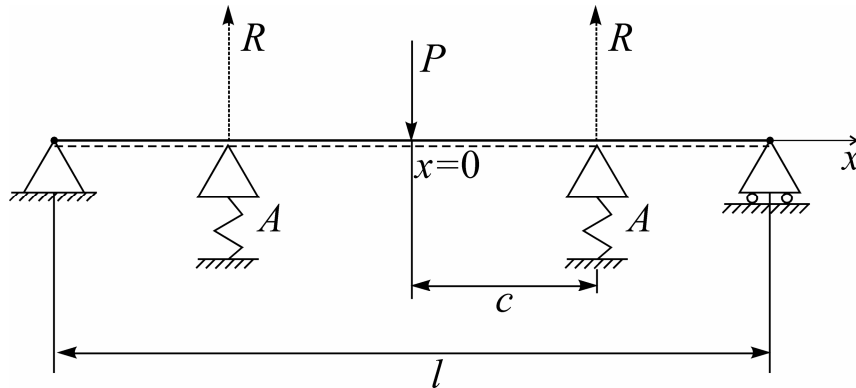


Рисунок В.15 – Шарнирно опертая балка с двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженная сосредоточенной силой

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w'(0) = 0; \\ w'''(0) = \frac{P}{2EI}; \\ w\left(\frac{l}{2}\right) = 0; \\ w''\left(\frac{l}{2}\right) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.129})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_1 = 0; \quad (\text{В.130})$$

$$D_3 = \frac{P}{4\sqrt{2}\alpha^3 EI}. \quad (\text{В.131})$$

С учетом (В.5) и (В.130) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x) + D_3 \cdot V_3(\alpha x)}{A}. \quad (\text{В.132})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.129) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_2 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = D_3 \cdot (\psi_{*B34} + \psi_{*B33} \cdot \psi_{*B35}); \quad (\text{B.133})$$

$$D_2 = D_3 \cdot \psi_{*B35}, \quad (\text{B.134})$$

где

$$\psi_{*B33} = \frac{-B_A \cdot V_2(u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_2(u_c)}{B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.135})$$

$$\psi_{*B34} = \frac{-B_A \cdot V_3(u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_3(u_c)}{B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.136})$$

$$\psi_{*B35} = \frac{B_A \cdot \psi_{*B34} \cdot V_2(u) - B_A \cdot V_1(u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B34} \cdot V_0(u_c) + V_3(u_c)]}{-B_A \cdot \psi_{*B33} \cdot V_2(u) + B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B33} \cdot V_0(u_c) + V_2(u_c)]}. \quad (\text{B.137})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{P \cdot l^2}{16EI} \cdot \chi_{0B}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.138})$$

где вспомогательная функция $\chi_{0B}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\chi_{0B}(u, u_c, B_A) = \frac{-1}{B_A \cdot u^2} \left\{ -B_A \cdot (\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B35} + \psi_{*B34}) \cdot V_3(u) + B_A \cdot \psi_{*B35} \cdot V_1(u) + B_A \cdot V_2(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(u - u_c) \cdot [(\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B35} + \psi_{*B34}) \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B35} \cdot V_2(u_c) + V_3(u_c)] \right\}. \quad (\text{B.139})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкрепленную двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженную распределенной нагрузкой (рисунок В.16).

Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.16), граничные условия имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} w'(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w\left(\frac{l}{2}\right) = 0; \\ w''\left(\frac{l}{2}\right) = 0. \end{array} \right. \quad (\text{B.140})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_1 = 0; \quad (\text{B.141})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{B.142})$$

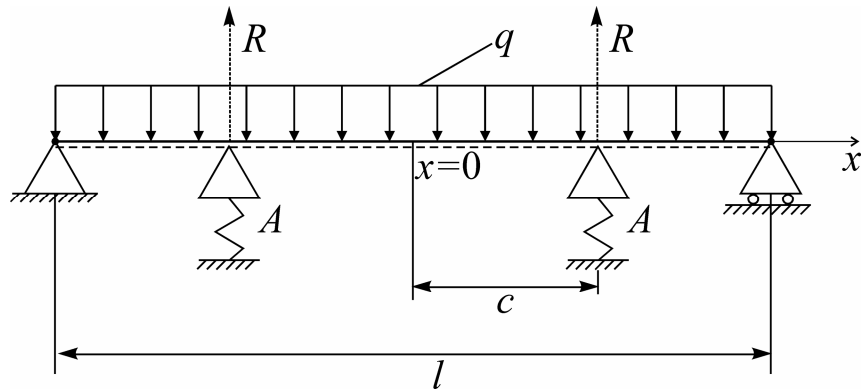


Рисунок В.16 – Шарнирно опертая балка с двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженная распределенной нагрузкой

С учетом (В.20), (В.141) и (В.142) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{q/K + D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_2 \cdot V_2(\alpha c)}{A}. \quad (\text{В.143})$$

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.140) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_2 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = q \cdot (\psi_{*B36} + \psi_{*B33} \cdot \psi_{*B38}); \quad (\text{В.144})$$

$$D_2 = q \cdot \psi_{*B38}, \quad (\text{В.145})$$

где ψ_{*B33} определяется равенством (В.135), а ψ_{*B36} и ψ_{*B38} вычисляются по формулам

$$\psi_{*B36} = \frac{l^4}{64EI \cdot u^4} \cdot \psi_{*B37}; \quad (\text{В.146})$$

$$\psi_{*B37} = \frac{-B_A + 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c)}{B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{В.147})$$

$$\psi_{*B38} = \frac{l^4}{64EI \cdot u^4} \cdot \psi_{*B39}; \quad (\text{В.148})$$

$$\psi_{*B39} = \frac{B_A \cdot \psi_{*B37} \cdot V_2(u) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B37} \cdot V_0(u_c) + 1]}{-B_A \cdot \psi_{*B33} \cdot V_2(u) + B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B33} \cdot V_0(u_c) + V_2(u_c)]}. \quad (\text{В.149})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет

вид

$$w\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{q \cdot l^3}{24EI} \cdot \psi_{2B}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.150})$$

где вспомогательная функция $\psi_{2B}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\begin{aligned} \psi_{2B}(u, u_c, B_A) = \frac{-3\sqrt{2}}{4 \cdot B_A \cdot u^3} \{ & -B_A \cdot (\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B39} + \psi_{*B37}) \cdot V_3(u) + B_A \cdot \psi_{*B39} \cdot V_1(u) - \\ & - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(u - u_c) \cdot [1 + (\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B39} + \psi_{*B37}) \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B39} \cdot V_2(u_c)] \}. \end{aligned} \quad (\text{B.151})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкреплённую двумя симметрично установленными упругими опорами, загруженную на опорах изгибающими моментами (рисунок В.17). Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w'(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w\left(\frac{l}{2}\right) = 0; \\ w''\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{\mathfrak{M}}{EI}. \end{cases} \quad (\text{B.152})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_1 = 0; \quad (\text{B.153})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{B.154})$$

С учетом (В.5), (В.153) и (В.154) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha c) + D_2 \cdot V_2(\alpha c)}{A}. \quad (\text{B.155})$$

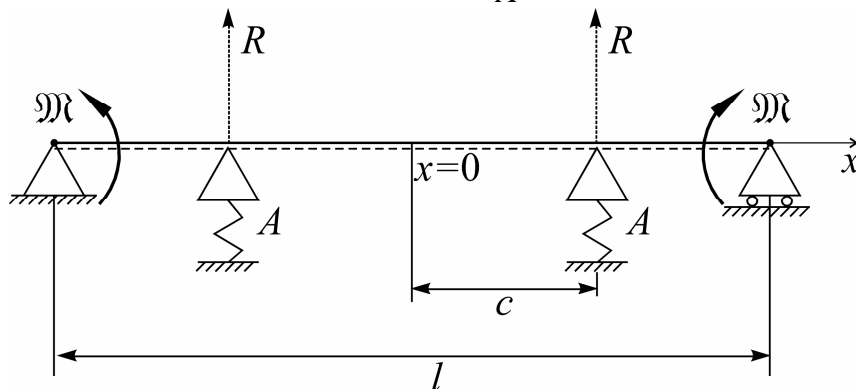


Рисунок В.17 – Шарнирно опертая балка с двумя симметрично установленными упругими опорами, загруженная на опорах изгибающими моментами

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (В.152) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_2 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = \psi_{*B33} \cdot \psi_{*B40} \cdot \frac{\mathfrak{M}}{2\alpha^2 EI}; \quad (\text{В.156})$$

$$D_2 = \psi_{*B40} \cdot \frac{\mathfrak{M}}{2\alpha^2 EI}, \quad (\text{В.157})$$

где ψ_{*B33} определяется равенством (В.135), а ψ_{*B40} вычисляется по формуле

$$\psi_{*B40} = \frac{B_A}{-B_A \cdot \psi_{*B33} \cdot V_2(u) + B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B33} \cdot V_0(u_c) + V_2(u_c)]}. \quad (\text{В.158})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{\mathfrak{M} \cdot l}{3EI} \cdot \psi_{0B}(u, u_c, B_A), \quad (\text{В.159})$$

где вспомогательная функция $\psi_{0B}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\psi_{0B}(u, u_c, B_A) = \frac{3\sqrt{2}}{4 \cdot B_A \cdot u} \left\{ -B_A \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot V_3(u) + B_A \cdot \varphi_2 \cdot V_1(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(u - u_c) \cdot [\varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot V_0(u_c) + \varphi_2 \cdot V_2(u_c)] \right\}. \quad (\text{В.160})$$

Рассмотрим шарнирно опертую балку, подкрепленную двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженную на промежуточных опорах сосредоточенными силами (рисунок В.18). Упругая линия рассматриваемой балки описывается выражением (В.1), граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} w'(0) = 0; \\ w'''(0) = 0; \\ w\left(\frac{l}{2}\right) = 0; \\ w''\left(\frac{l}{2}\right) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.161})$$

Из первых двух выражений могут быть определены постоянные интегрирования

$$D_1 = 0; \quad (\text{В.162})$$

$$D_3 = 0. \quad (\text{В.163})$$

С учетом (B.5), (B.162) и (B.163) реактивная сосредоточенная сила R определяется выражением

$$R = \frac{D_0 \cdot V_0(\alpha x) + D_2 \cdot V_2(\alpha x)}{A}. \quad (\text{B.164})$$

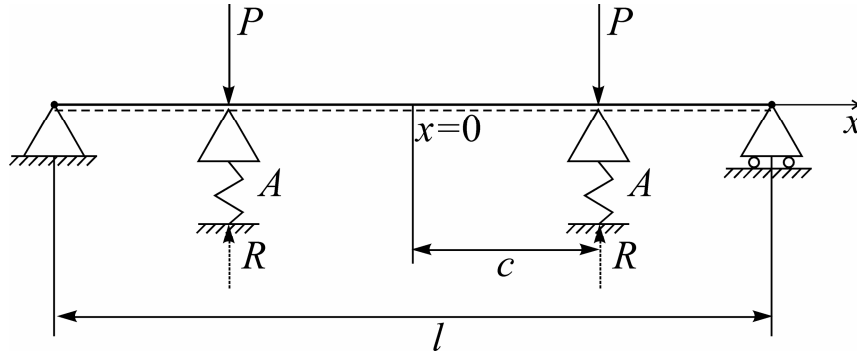


Рисунок B.18 – Шарнирно опертая балка с двумя симметрично установленными упругими опорами, нагруженная на промежуточных опорах сосредоточенными силами

Далее с использованием третьего и четвертого выражений системы (B.161) определяются постоянные интегрирования D_0 и D_2 , входящие в выражение упругой линии

$$D_0 = (\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B42} + \psi_{*B41}) \cdot \frac{P}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}; \quad (\text{B.165})$$

$$D_2 = \psi_{*B42} \cdot \frac{P}{2\sqrt{2}\alpha^3 EI}, \quad (\text{B.166})$$

где ψ_{*B33} определяется равенством (B.135), а ψ_{*B41} и ψ_{*B42} вычисляются по формулам

$$\psi_{*B41} = \frac{-B_A \cdot V_3(u - u_c)}{B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_3(u - u_c) \cdot V_0(u_c)}; \quad (\text{B.167})$$

$$\psi_{*B42} = \frac{B_A \cdot \psi_{*B41} \cdot V_2(u) - B_A \cdot V_1(u - u_c) + 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot \psi_{*B41} \cdot V_0(u_c)}{-B_A \cdot \psi_{*B33} \cdot V_2(u) + B_A \cdot V_0(u) - 2\sqrt{2}u \cdot V_1(u - u_c) \cdot [\psi_{*B33} \cdot V_0(u_c) + V_2(u_c)]}. \quad (\text{B.168})$$

В этом случае выражение для угла поворота опорного сечения балки имеет вид

$$w' \left(\frac{l}{2} \right) = \frac{P \cdot l^2}{2EI} \cdot \psi_{9B}(u, u_c, B_A), \quad (\text{B.169})$$

где вспомогательная функция $\psi_{9B}(u, u_c, B_A)$ определяется выражением

$$\begin{aligned} \psi_{9B}(u, u_c, B_A) = & \frac{1}{4 \cdot B_A \cdot u^2} \left\{ -B_A \cdot (\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B42} + \psi_{*B41}) V_3(u) + B_A \cdot \psi_{*B42} \cdot V_1(u) + B_A \cdot V_2(u - u_c) - \right. \\ & \left. - 2\sqrt{2}u \cdot V_2(u - u_c) \cdot [(\psi_{*B33} \cdot \psi_{*B42} + \psi_{*B41}) \cdot V_0(u_c) + \psi_{*B42} \cdot V_2(u_c)] \right\}. \end{aligned} \quad (\text{B.170})$$

Приложение Г

**КОНСТАНТЫ, ВХОДЯЩИЕ В ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ
БАЛОК, ЛЕЖАЩИХ НА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОМ ОСНОВАНИИ С
ЛИНЕЙНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ, С УЧЕТОМ СДВИГОВЫХ ЭФФЕКТОВ**

$$\psi_{*Г1} = 2V_1(u)V_2(u)V_3(u) - V_3^2(u)V_0(u) + V_1^2(u)V_0(u) - V_0^2(u)V_2(u) - V_2^3(u); \quad (\Gamma.1)$$

$$\psi_{*Г2} = \frac{\psi_{*Г1} \cdot V_0(u) \cdot I}{4\sqrt{2} \cdot \alpha_2^3 EI_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \cdot \left\{ I \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2}{\alpha_1} I_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \right\}} - \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{4\sqrt{2} EI_1 \alpha_2^3 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.2)$$

$$\psi_{*Г3} = \frac{q\alpha_2 \cdot I_1 \cdot V_0(u) \cdot \frac{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)}{K_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot E} V_0(u)}{\alpha_2 \cdot I \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} I_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \frac{V_2(u) \cdot q}{K_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.3)$$

$$\psi_{*Г4} = \frac{-\psi_{*Г1} \cdot V_2(u) \cdot I}{4\sqrt{2}\alpha_2^3 EI_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \cdot \left\{ I \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot I_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)] \right\}} + \frac{V_1(u)V_2(u) - V_3(u)V_0(u)}{4\sqrt{2} EI_1 \alpha_2^3 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.4)$$

$$\psi_{*Г5} = \frac{q\alpha_2 I \cdot V_2(u) \cdot \frac{-V_1(u)V_2(u) + V_0(u)V_3(u)}{K_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} + \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot E} V_2(u)}{\alpha_2 I \cdot [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} I_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)]} - \frac{V_0(u) \cdot q}{K_1 \cdot [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.5)$$

$$\psi_{*Г6} = \frac{1}{4\sqrt{2} EI_1 \alpha_2^3}; \quad (\Gamma.6)$$

$$\psi_{*Г7} = \frac{-\psi_{*Г1}}{4\sqrt{2}\alpha_2\alpha_1^2 EI [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + 8\alpha_2^2\alpha_1 EI_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.7)$$

$$\psi_{*Г8} = \frac{q\alpha_2 \cdot \frac{-V_1(u)V_2(u) + V_0(u)V_3(u)}{K_1} + \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot EI} [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}{\frac{\alpha_1^2}{\alpha_2} \cdot \frac{I}{I_1} [V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)] + \sqrt{2}\alpha_1 [V_0^2(u) + V_2^2(u)]}; \quad (\Gamma.8)$$

$$\psi_{*Г9} = V_1(u) \cdot V_2^2(u) - 2V_0(u) \cdot V_2(u) \cdot V_3(u) - V_3^3(u) - V_3(u) \cdot V_1^2(u) - V_1(u) \cdot V_0^2(u); \quad (\Gamma.9)$$

$$\psi_{*Г10} = 2 \cdot \psi_{*Г17} \cdot V_0(u)V_1(u)V_3(u) + \left(\frac{q}{K_1} + \psi_{*Г17} \cdot V_2(u)\right) \cdot V_3^2(u) + \psi_{*Г17} \cdot V_0^3(u) + \left(\frac{q}{K_1} + \psi_{*Г17} \cdot V_2(u)\right) \cdot V_0(u)V_2(u) - \psi_{*Г17} \cdot V_2(u)V_1^2(u); \quad (\Gamma.10)$$

$$\psi_{*\Gamma11} = \frac{\psi_{*\Gamma9} \cdot V_0(u) \cdot I}{4\sqrt{2}\alpha_2^3 EI_1 \cdot [V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)] \cdot \left\{ I \cdot [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2}{\alpha_1} I_1 \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)] \right\}} + \frac{V_0(u)V_1(u) + V_2(u)V_3(u)}{4\sqrt{2}EI_1\alpha_2^3 \cdot [V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)]}; \quad (\Gamma.11)$$

$$\psi_{*\Gamma12} = \frac{\frac{\alpha_2 \cdot V_0(u) \cdot \psi_{*\Gamma10} \cdot I}{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)} - \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot E} V_0(u)}{\alpha_2 I [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} I_1 [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]} - \quad (\Gamma.12)$$

$$- \frac{\psi_{*\Gamma17} \cdot V_0^2(u) + \left(-\frac{q}{K_1} + \psi_{*\Gamma17}\right) \cdot V_2(u)}{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)};$$

$$\psi_{*\Gamma13} = \frac{-\psi_{*\Gamma9} \cdot V_1(u) \cdot I}{4\sqrt{2}\alpha_2^3 EI_1 \cdot [V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)] \cdot \left\{ I \cdot [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2}{\alpha_1} I_1 [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)] \right\}} + \frac{V_3^2(u) + V_1^2(u)}{4\sqrt{2}EI_1\alpha_2^3 \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]}; \quad (\Gamma.13)$$

$$\psi_{*\Gamma14} = \frac{\frac{\alpha_2 \cdot V_1(u) \cdot \psi_{*\Gamma10} \cdot I}{V_0(u)V_3(u) - V_1(u)V_2(u)} + \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot E} V_1(u)}{\alpha_2 I [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \sqrt{2} \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1} I_1 \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]} + \quad (\Gamma.14)$$

$$+ \frac{\psi_{*\Gamma17} \cdot V_0(u)V_1(u) + \left(-\frac{q}{K_1} + \psi_{*\Gamma17}\right) \cdot V_3(u)}{V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)};$$

$$\psi_{*\Gamma15} = \frac{\psi_{*\Gamma9}}{4\sqrt{2}\alpha_2\alpha_1^2 EI [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + 8\alpha_2^2\alpha_1 EI_1 [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]}; \quad (\Gamma.15)$$

$$\psi_{*\Gamma16} = \frac{-\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma10} + \frac{Q_0}{2\sqrt{2}\alpha_1^2 \cdot EI} \cdot [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]}{\frac{\alpha_1^2}{\alpha_2} \cdot \frac{I}{I_1} [V_0^2(u) + V_1(u)V_3(u)] + \sqrt{2}\alpha_1 [V_1(u)V_2(u) - V_0(u)V_3(u)]}; \quad (\Gamma.16)$$

$$\psi_{*\Gamma17} = \frac{-M_0^*}{2EI_1\alpha_2^2}; \quad (\Gamma.17)$$

$$\psi_{*\Gamma18} = \frac{Q_0}{2\sqrt{2}EI\alpha_2^3}; \quad (\Gamma.18)$$

$$\psi_{*\Gamma19} = \frac{-1}{V_0(2 \cdot u_2)} \cdot \left(\psi_{*\Gamma18} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \frac{q_2}{K_2} \right); \quad (\Gamma.19)$$

$$\psi_{*\Gamma20} = -\frac{V_0(2 \cdot u_2)}{V_0(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.20)$$

$$\psi_{*\Gamma 21} = \frac{1}{2EI\alpha_2^2}; \quad (\Gamma.21)$$

$$\psi_{*\Gamma 22} = -\frac{V_2(2 \cdot u_2)}{V_0(2 \cdot u_2)} \cdot \psi_{*\Gamma 21} \quad (\Gamma.22)$$

$$\psi_{*\Gamma 23} = \frac{-\psi_{*\Gamma 21}}{V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 20} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.23)$$

$$\psi_{*\Gamma 24} = \frac{\psi_{*\Gamma 21} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 22} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 20} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.24)$$

$$\psi_{*\Gamma 25} = \frac{\psi_{*\Gamma 18} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 19} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 20} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.25)$$

$$\psi_{*\Gamma 26} = \frac{-1}{2EI\alpha_1^2}; \quad (\Gamma.26)$$

$$\psi_{*\Gamma 27} = \frac{\alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot [-(\psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 24} + \psi_{*\Gamma 22}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 24} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 21} \cdot V_1(2 \cdot u_2)]}{\psi_{*\Gamma 26} \cdot \alpha_1 + \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.27)$$

$$\psi_{*\Gamma 28} = \frac{\alpha_1 \cdot w_1 + \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot [-(\psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 25} + \psi_{*\Gamma 19}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 25} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 18} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]}{\psi_{*\Gamma 26} \cdot \alpha_1 + \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \alpha_2 \cdot \sqrt{2} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.28)$$

$$\psi_{*\Gamma 29} = \frac{1}{4\sqrt{2}EI_1\alpha_3^3}; \quad (\Gamma.29)$$

$$\psi_{*\Gamma 30} = \frac{V_0(u_3)}{2EI_1\alpha_3^2 \cdot [V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)]}; \quad (\Gamma.30)$$

$$\psi_{*\Gamma 31} = -\psi_{*\Gamma 29} \cdot \frac{V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_3(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (\Gamma.31)$$

$$\psi_{*\Gamma 32} = \frac{-q_3 \cdot V_2(u_3)}{K_2 \cdot [V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)]}; \quad (\Gamma.32)$$

$$\psi_{*\Gamma 33} = \psi_{*\Gamma 29} \cdot \frac{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (\Gamma.33)$$

$$\psi_{*\Gamma 34} = \frac{-q_3 \cdot V_0(u_3)}{K_2 \cdot [V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)]}; \quad (\Gamma.34)$$

$$\psi_{*\Gamma 35} = \frac{-V_2(u_3)}{2EI_1\alpha_3^2 \cdot [V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)]}; \quad (\Gamma.35)$$

$$\psi_{*\Gamma 36} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 33} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 31} + \alpha_3 \cdot V_2(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 29}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 23} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 24} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 35} - \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 30}}; \quad (\Gamma.36)$$

$$\psi_{*\Gamma 37} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 34} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 32} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 28} \cdot \psi_{*\Gamma 23} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 25}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 23} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 24} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 35} - \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 30}}; \quad (\Gamma.37)$$

$$\psi_{*\Gamma 38} = \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 36} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 36} + \psi_{*\Gamma 22} \cdot \psi_{*\Gamma 36}; \quad (\Gamma.38)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*\Gamma 39} = & \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 28} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \\ & + \psi_{*\Gamma 22} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 25} + \psi_{*\Gamma 19}; \end{aligned} \quad (\Gamma.39)$$

$$\psi_{*\Gamma 40} = \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 36} + \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 36}; \quad (\Gamma.40)$$

$$\psi_{*\Gamma 41} = \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 28} + \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 37} + \psi_{*\Gamma 25}; \quad (\Gamma.41)$$

$$\psi_{*\Gamma 42} = \frac{-M_0^*}{2EI_1\alpha_3^2}; \quad (\Gamma.42)$$

$$\psi_{*\Gamma 43} = \frac{V_0(u_3)}{2EI_1\alpha_3^2 \cdot [V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)]}; \quad (\Gamma.43)$$

$$\psi_{*\Gamma 44} = \frac{-V_1(u_3)}{2EI_1\alpha_3^2 \cdot [V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)]}; \quad (\Gamma.44)$$

$$\psi_{*\Gamma 45} = \psi_{*\Gamma 29} \frac{V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_3(u_3)}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)}; \quad (\Gamma.45)$$

$$\psi_{*\Gamma 46} = \psi_{*\Gamma 29} \frac{\frac{q_3 \cdot V_2(u_3)}{K_2} + \psi_{*\Gamma 42} \cdot [V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)]}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)}; \quad (\Gamma.46)$$

$$\psi_{*\Gamma 47} = -\psi_{*\Gamma 29} \frac{V_1^2(u_3) + V_3^2(u_3)}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)}; \quad (\Gamma.47)$$

$$\psi_{*\Gamma 48} = \frac{-q_3 \cdot V_3(u_3)}{K_2 \cdot [V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)]} - \psi_{*\Gamma 42} \frac{V_0(u_3) \cdot V_1(u_3) + V_2(u_3) \cdot V_3(u_3)}{V_0(u_3) \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3) \cdot V_2(u_3)}; \quad (\Gamma.48)$$

$$\psi_{*\Gamma 49} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 47} + \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 45} + \alpha_3 \cdot V_2(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 29}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 23} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 24} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 44} - \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 43}}; \quad (\Gamma.49)$$

$$\psi_{*\Gamma 50} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 48} + \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 46} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 42} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 28} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 25}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 23} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 24} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 44} - \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 43}}; \quad (\Gamma.50)$$

$$\psi_{*\Gamma 51} = \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 49} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 49} + \psi_{*\Gamma 22} \cdot \psi_{*\Gamma 49}; \quad (\Gamma.51)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*\Gamma 52} = & \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 28} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \\ & + \psi_{*\Gamma 22} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 20} \cdot \psi_{*\Gamma 25} + \psi_{*\Gamma 19}; \end{aligned} \quad (\Gamma.52)$$

$$\psi_{*\Gamma 53} = \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 49} + \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 49}; \quad (\Gamma.53)$$

$$\psi_{*\Gamma 54} = \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 27} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 23} \cdot \psi_{*\Gamma 28} + \psi_{*\Gamma 24} \cdot \psi_{*\Gamma 50} + \psi_{*\Gamma 25}; \quad (\Gamma.54)$$

$$\psi_{*\Gamma 55} = \frac{1}{2EI_1\alpha_2^2}; \quad (\Gamma.55)$$

$$\psi_{*\Gamma 56} = \frac{\psi_{*\Gamma 55} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.56)$$

$$\psi_{*\Gamma 57} = \frac{-\psi_{*\Gamma 55} \cdot [V_0^2(2 \cdot u_2) + V_2^2(2 \cdot u_2)]}{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.57)$$

$$\psi_{*\Gamma 58} = \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.58)$$

$$\psi_{*\Gamma 59} = \frac{-q_2 \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{K_1 \cdot [V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)]}; \quad (\Gamma.59)$$

$$\psi_{*\Gamma 60} = \frac{-Q_0}{2\sqrt{2}EI_1\alpha_2^3 \cdot V_1(2 \cdot u_2)} + \psi_{*\Gamma 59} \frac{V_0(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.60)$$

$$\psi_{*\Gamma 61} = \frac{-\psi_{*\Gamma 55} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 57} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.61)$$

$$\psi_{*\Gamma 62} = \frac{\psi_{*\Gamma 56} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.62)$$

$$\psi_{*\Gamma 63} = \frac{\psi_{*\Gamma 58} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_2(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.63)$$

$$\psi_{*\Gamma 64} = \frac{-\frac{q_2}{K_1} - \psi_{*\Gamma 60} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 59} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{\psi_{*\Gamma 63} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 58} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.64)$$

$$\psi_{*\Gamma 65} = \frac{-\psi_{*\Gamma 61} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 55} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 57} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{\psi_{*\Gamma 63} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 58} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.65)$$

$$\psi_{*\Gamma 66} = \frac{-\psi_{*\Gamma 62} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 56} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{\psi_{*\Gamma 63} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 58} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.66)$$

$$\psi_{*\Gamma 67} = \frac{Q_0}{2EI\alpha_1^3}; \quad (\Gamma.67)$$

$$\psi_{*\Gamma 68} = \frac{-(\psi_{*\Gamma 61} + \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 65}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 65} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 55} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + (\psi_{*\Gamma 57} + \psi_{*\Gamma 58} \cdot \psi_{*\Gamma 65}) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\frac{\alpha_1\sqrt{2}}{\alpha_2} \psi_{*\Gamma 26} + (\psi_{*\Gamma 62} + \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 66}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 66} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - (\psi_{*\Gamma 56} + \psi_{*\Gamma 58} \cdot \psi_{*\Gamma 66}) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.68)$$

$$\psi_{*\Gamma 69} = \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2\sqrt{2}} \psi_{*\Gamma 67} - (\psi_{*\Gamma 60} + \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 64}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*\Gamma 64} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + (\psi_{*\Gamma 59} + \psi_{*\Gamma 58} \cdot \psi_{*\Gamma 64}) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{\frac{\alpha_1\sqrt{2}}{\alpha_2} \psi_{*\Gamma 26} + (\psi_{*\Gamma 62} + \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 66}) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*\Gamma 66} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - (\psi_{*\Gamma 56} + \psi_{*\Gamma 58} \cdot \psi_{*\Gamma 66}) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (\Gamma.69)$$

$$\psi_{*\Gamma 70} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 33} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 31} + \alpha_3 \cdot V_2(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 29}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 68} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 65} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 35} - \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 30}}; \quad (\Gamma.70)$$

$$\psi_{*\Gamma 71} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 34} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 32} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 69} - \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 64}}{\alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 66} \cdot \psi_{*\Gamma 68} + \alpha_2 \cdot \psi_{*\Gamma 65} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 35} - \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \psi_{*\Gamma 30}}; \quad (\Gamma.71)$$

$$\psi_{*\Gamma 72} = \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 70} \cdot \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 66} + \psi_{*\Gamma 68} \cdot \psi_{*\Gamma 70} \cdot \psi_{*\Gamma 62} + \psi_{*\Gamma 70} \cdot \psi_{*\Gamma 63} \cdot \psi_{*\Gamma 65} + \psi_{*\Gamma 70} \cdot \psi_{*\Gamma 61}; \quad (\Gamma.72)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{*\Gamma 73} = & \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 62} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 62} + \\ & + \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 61} + \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 64} + \Psi_{*\Gamma 60}; \end{aligned} \quad (\Gamma.73)$$

$$\Psi_{*\Gamma 74} = \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 70} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 70} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \Psi_{*\Gamma 70} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 70} \cdot \Psi_{*\Gamma 57}; \quad (\Gamma.74)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{*\Gamma 75} = & \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \\ & + \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 71} \cdot \Psi_{*\Gamma 57} + \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 64} + \Psi_{*\Gamma 59}; \end{aligned} \quad (\Gamma.75)$$

$$\Psi_{*\Gamma 76} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 47} + \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 45} + \alpha_3 \cdot V_2(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 29}}{\alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 66} \cdot \Psi_{*\Gamma 68} + \alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 44} - \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 43}}; \quad (\Gamma.76)$$

$$\Psi_{*\Gamma 77} = \frac{-\alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 48} + \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 46} + \alpha_3 \cdot V_1(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 42} - \alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 66} \cdot \Psi_{*\Gamma 69} - \alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 64}}{\alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 66} \cdot \Psi_{*\Gamma 68} + \alpha_2 \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \alpha_3 \cdot V_3(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 44} - \alpha_3 \cdot V_0(u_3) \cdot \Psi_{*\Gamma 43}}; \quad (\Gamma.77)$$

$$\Psi_{*\Gamma 78} = \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 62} + \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 61}; \quad (\Gamma.78)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{*\Gamma 79} = & \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 62} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 62} + \\ & + \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 61} + \Psi_{*\Gamma 63} \cdot \Psi_{*\Gamma 64} + \Psi_{*\Gamma 60}; \end{aligned} \quad (\Gamma.79)$$

$$\Psi_{*\Gamma 80} = \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 76} \cdot \Psi_{*\Gamma 57}; \quad (\Gamma.80)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{*\Gamma 81} = & \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 68} \cdot \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 66} + \Psi_{*\Gamma 69} \cdot \Psi_{*\Gamma 56} + \\ & + \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 65} + \Psi_{*\Gamma 77} \cdot \Psi_{*\Gamma 57} + \Psi_{*\Gamma 58} \cdot \Psi_{*\Gamma 64} + \Psi_{*\Gamma 59}. \end{aligned} \quad (\Gamma.81)$$

Приложение Д

**КОНСТАНТЫ, ВХОДЯЩИЕ В ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ
БАЛОК, ЗАГРУЖЕННЫХ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКОЙ И
ЛЕЖАЩИХ НА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОМ ОСНОВАНИИ С
ЛИНЕЙНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ**

$$\psi_{*Д1} = \frac{V_2(u) - V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_3(u)}{\sqrt{2} \cdot V_1(u) + V_0(u) + V_2(u)}; \quad (\text{Д.1})$$

$$\psi_{*Д2} = \frac{-1}{K_1 \cdot (\sqrt{2} \cdot V_1(u) + V_0(u) + V_2(u))}; \quad (\text{Д.2})$$

$$\psi_{*Д3} = \frac{\psi_{*Д2} \cdot V_0(u) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д2} \cdot V_3(u) - \psi_{*Д2} \cdot V_2(u) - \frac{1}{K_1}}{V_0(u) + \psi_{*Д1} \cdot V_2(u) + V_2(u) - \psi_{*Д1} \cdot V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д1} \cdot V_3(u)}; \quad (\text{Д.3})$$

$$\psi_{*Д4} = \frac{-M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI}; \quad (\text{Д.4})$$

$$\psi_{*Д5} = \frac{V_2(u) - V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_3(u)}{V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u)} \quad (\text{Д.5})$$

$$\psi_{*Д6} = -\frac{V_0(u) + V_2(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u)}{V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u)}; \quad (\text{Д.6})$$

$$\psi_{*Д7} = \frac{-1}{K_1 \cdot (V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u))}; \quad (\text{Д.7})$$

$$\psi_{*Д8} = \frac{V_0(u) - \psi_{*Д6} \cdot V_1(u) - V_2(u) - \psi_{*Д6} \cdot V_3(u) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д6} \cdot V_2(u) - \sqrt{2} \cdot V_3(u)}{\sqrt{2} \cdot V_1(u) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д5} \cdot V_2(u) + V_0(u) + \psi_{*Д5} \cdot V_1(u) + V_2(u) + \psi_{*Д5} \cdot V_3(u)}; \quad (\text{Д.8})$$

$$\psi_{*Д9} = \frac{\frac{-1}{K_1} - \psi_{*Д7} \cdot V_1(u) - \psi_{*Д7} \cdot V_3(u) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д7} \cdot V_2(u)}{\sqrt{2} \cdot V_1(u) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*Д5} \cdot V_2(u) + V_0(u) + \psi_{*Д5} \cdot V_1(u) + V_2(u) + \psi_{*Д5} \cdot V_3(u)}; \quad (\text{Д.9})$$

$$\psi_{*Д10} = \frac{1}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI}; \quad (\text{Д.10})$$

$$\psi_{*Д11} = \frac{-\psi_{*Д10} \cdot [V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_3^2(2 \cdot u_2)]}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (\text{Д.11})$$

$$\psi_{*Д12} = \frac{\psi_{*Д10} \cdot [V_1(2 \cdot u_2) + V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (\text{Д.12})$$

$$\psi_{*D13} = \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_2^2(2 \cdot u_2)}{K_1 \cdot [\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)]}; \quad (D.13)$$

$$\psi_{*D14} = \frac{w_1 \cdot (V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_2^2(2 \cdot u_2))}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (D.14)$$

$$\psi_{*D15} = \frac{\psi_{*D10} \cdot (V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0^2(2 \cdot u_2))}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (D.15)$$

$$\psi_{*D16} = \frac{\psi_{*D10} \cdot (\sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_3(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2))}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (D.16)$$

$$\psi_{*D17} = \frac{V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) + V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot V_1^2(2 \cdot u_2)}{K_1 \cdot [\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)]}; \quad (D.17)$$

$$\psi_{*D18} = \frac{w_1 \cdot (\sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_1^2(2 \cdot u_2))}{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}; \quad (D.18)$$

$$\psi_{*D19} = \frac{\psi_{*D15} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*D10} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*D11} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*D15} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)} + \frac{\sqrt{2} \cdot \psi_{*D10} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*D11} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (D.19)$$

$$\psi_{*D20} = \frac{\frac{1}{K_1} - \frac{1}{K_1} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*D17} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*D13} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)} + \frac{\sqrt{2} \cdot \left[\frac{1}{K_1} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*D17} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*D13} \cdot V_2(2 \cdot u_2) \right]}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (D.20)$$

$$\psi_{*D21} = \frac{w_1 \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*D18} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*D14} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)} + \frac{\sqrt{2} \cdot \psi_{*D18} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \sqrt{2} \cdot \psi_{*D14} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot \psi_{*D16} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \sqrt{2} \cdot \psi_{*D12} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*D10} - \psi_{*D16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*D12} \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (D.21)$$

$$\psi_{*D22} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot EI}; \quad (D.22)$$

$$\psi_{*D23} = \frac{\psi_{*D22} \cdot V_0(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (D.23)$$

$$\psi_{*D24} = \frac{-V_2(u_3)}{K_2 \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))}; \quad (D.24)$$

$$\psi_{*Д25} = \frac{-q_3 \cdot V_2(u_3)}{K_2 \cdot (V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3))}; \quad (Д.25)$$

$$\psi_{*Д26} = \frac{\alpha_2 \cdot (\psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д17}) - \alpha_3 \cdot \left(\psi_{*Д24} \cdot \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} + \frac{1}{K_2 \cdot V_0(u_3)} \right) \cdot V_3(u_3) - \alpha_3 \cdot \psi_{*Д24} \cdot V_1(u_3)}{\alpha_3 \cdot \psi_{*Д23} \cdot \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot V_3(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д23} \cdot V_1(u_3) - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д15} - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19}}; \quad (Д.26)$$

$$\psi_{*Д27} = \frac{\alpha_2 \cdot (\psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д18}) - \alpha_3 \cdot \left(\psi_{*Д25} \cdot \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} + \frac{q_3}{K_2 \cdot V_0(u_3)} \right) \cdot V_3(u_3) - \alpha_3 \cdot \psi_{*Д25} \cdot V_1(u_3)}{\alpha_3 \cdot \psi_{*Д23} \cdot \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot V_3(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д23} \cdot V_1(u_3) - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д15} - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19}}; \quad (Д.27)$$

$$\psi_{*Д28} = \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д15} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д17}; \quad (Д.28)$$

$$\psi_{*Д29} = \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д15} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д18}; \quad (Д.29)$$

$$\psi_{*Д30} = \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д11} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д13}; \quad (Д.30)$$

$$\psi_{*Д31} = \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д11} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д14}; \quad (Д.31)$$

$$\psi_{*Д32} = -\frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\psi_{*Д23} \cdot \psi_{*Д26} + \psi_{*Д24}) - \frac{1}{K_2 \cdot V_0(u_3)}; \quad (Д.32)$$

$$\psi_{*Д33} = -\frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\psi_{*Д23} \cdot \psi_{*Д27} + \psi_{*Д25}) - \frac{q_3}{K_2 \cdot V_0(u_3)}; \quad (Д.33)$$

$$\psi_{*Д34} = \frac{-1}{K_2 \cdot V_0(u_3)}; \quad (Д.34)$$

$$\psi_{*Д35} = -\frac{q_3}{K_2 \cdot V_0(u_3)} + \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д22} \cdot M_0; \quad (Д.35)$$

$$\psi_{*Д36} = \frac{\psi_{*Д22} \cdot V_0(u_3)}{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}; \quad (Д.36)$$

$$\psi_{*Д37} = \frac{-V_2(u_3)}{K_2 \cdot [V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)]}; \quad (Д.37)$$

$$\psi_{*Д38} = \frac{-q_3 \cdot V_2(u_3)}{K_2 \cdot [V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)]} + M_0 \cdot \psi_{*Д22} \cdot \frac{V_2^2(u_3) + V_0^2(u_3)}{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}; \quad (Д.38)$$

$$\psi_{*Д39} = \frac{\alpha_2 \cdot (\psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д17}) + \alpha_3 \cdot \left(-\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д37} + \psi_{*Д34} \right) \cdot V_3(u_3) - \alpha_3 \cdot \psi_{*Д37} \cdot V_0(u_3)}{\alpha_3 \cdot \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_3(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_0(u_3) - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д15} - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19}}; \quad (Д.39)$$

$$\psi_{*Д40} = \frac{\alpha_2 \cdot (\psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д18}) + \alpha_3 \cdot \left(-\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д38} + \psi_{*Д35} \right) \cdot V_3(u_3)}{\alpha_3 \cdot \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_3(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_0(u_3) - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д15} - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19}} \quad (Д.40)$$

$$- \frac{\alpha_3 \cdot \psi_{*Д38} \cdot V_0(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д22} \cdot M_0 \cdot V_1(u_3)}{\alpha_3 \cdot \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_3(u_3) + \alpha_3 \cdot \psi_{*Д36} \cdot V_0(u_3) - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д15} - \alpha_2 \cdot \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19}}$$

$$\psi_{*Д41} = \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д39} + \psi_{*Д15} \cdot \psi_{*Д39} + \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д17}; \quad (Д.41)$$

$$\psi_{*Д42} = \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д40} + \psi_{*Д15} \cdot \psi_{*Д40} + \psi_{*Д16} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д18}; \quad (Д.42)$$

$$\psi_{*Д43} = \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д39} + \psi_{*Д11} \cdot \psi_{*Д39} + \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д20} + \psi_{*Д13}; \quad (Д.43)$$

$$\psi_{*Д44} = \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д19} \cdot \psi_{*Д40} + \psi_{*Д11} \cdot \psi_{*Д40} + \psi_{*Д12} \cdot \psi_{*Д21} + \psi_{*Д14}; \quad (Д.44)$$

$$\psi_{*Д45} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_1^2 \cdot EI}; \quad (Д.45)$$

$$\psi_{*Д46} = -\frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.46)$$

$$\psi_{*Д47} = -\psi_{*Д22} \cdot \frac{V_0^2(2 \cdot u_2) + V_2^2(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.47)$$

$$\psi_{*Д48} = \psi_{*Д22} \cdot \frac{V_0(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.48)$$

$$\psi_{*Д49} = \frac{-q_2 \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{K_2 \cdot (V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2))}; \quad (Д.49)$$

$$\psi_{*Д50} = \psi_{*Д22} \cdot \frac{V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.50)$$

$$\psi_{*Д51} = -\psi_{*Д22} \cdot \frac{V_1(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.51)$$

$$\psi_{*Д52} = \frac{V_1^2(2 \cdot u_2) + V_3^2(2 \cdot u_2)}{V_1(2 \cdot u_2) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.52)$$

$$\psi_{*Д53} = \frac{-\psi_{*Д50} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д47} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д22} \cdot V_1(2 \cdot u_2)}{\psi_{*Д52} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*Д46} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.53)$$

$$\psi_{*Д54} = \frac{-\psi_{*Д51} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*Д48} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \psi_{*Д45}}{\psi_{*Д52} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*Д46} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.54)$$

$$\psi_{*Д55} = \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot w_1 + \psi_{*Д49} \cdot \frac{V_3^2(2 \cdot u_2)}{V_2(2 \cdot u_2)} + \psi_{*Д49} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{\psi_{*Д52} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*Д46} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.55)$$

$$\Psi_{*Д56} = \Psi_{*Д52} \cdot \Psi_{*Д53} + \Psi_{*Д50}; \quad (Д.56)$$

$$\Psi_{*Д57} = \Psi_{*Д52} \cdot \Psi_{*Д54} + \Psi_{*Д51}; \quad (Д.57)$$

$$\Psi_{*Д58} = \Psi_{*Д52} \cdot \Psi_{*Д55} - \Psi_{*Д49} \cdot \frac{V_3(2 \cdot u_2)}{V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (Д.58)$$

$$\Psi_{*Д59} = \Psi_{*Д46} \cdot \Psi_{*Д53} + \Psi_{*Д47}; \quad (Д.59)$$

$$\Psi_{*Д60} = \Psi_{*Д46} \cdot \Psi_{*Д54} + \Psi_{*Д48}; \quad (Д.60)$$

$$\Psi_{*Д61} = \Psi_{*Д46} \cdot \Psi_{*Д55} + \Psi_{*Д49}; \quad (Д.61)$$

$$\Psi_{*Д62} = \frac{\Psi_{*Д56} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \Psi_{*Д59} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \Psi_{*Д22} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д53} \cdot V_0(2 \cdot u_2)}{\Psi_{*Д54} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д57} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д60} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \frac{\alpha_1}{2\sqrt{2} \cdot EI \cdot \alpha_2^2}}; \quad (Д.62)$$

$$\Psi_{*Д63} = \frac{\Psi_{*Д58} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \Psi_{*Д61} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д55} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \frac{\alpha_1^3 \cdot w_1}{\sqrt{2} \cdot \alpha_2^3}}{\Psi_{*Д54} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д57} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \Psi_{*Д60} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \frac{\alpha_1}{2\sqrt{2} \cdot EI \cdot \alpha_2^2}}; \quad (Д.63)$$

$$\Psi_{*Д64} = \frac{\Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д58}}{V_0(u_3)}; \quad (Д.64)$$

$$\Psi_{*Д65} = \frac{\Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д62} + \Psi_{*Д56}}{V_0(u_3)}; \quad (Д.65)$$

$$\Psi_{*Д66} = \frac{(\Psi_{*Д65} \cdot V_2(u_3) + \Psi_{*Д22}) \cdot V_0(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (Д.66)$$

$$\Psi_{*Д67} = \frac{\Psi_{*Д34} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (Д.67)$$

$$\Psi_{*Д68} = \frac{\Psi_{*Д64} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(u_3)}{V_0^2(u_3) + V_2^2(u_3)}; \quad (Д.68)$$

$$\Psi_{*Д69} = \frac{\left(\Psi_{*Д34} - \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д67} \right) \cdot V_3(u_3) - \Psi_{*Д67} \cdot V_1(u_3)}{-\left(\Psi_{*Д65} - \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д66} \right) \cdot V_3(u_3) + \Psi_{*Д66} \cdot V_1(u_3) - \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} - \Psi_{*Д59}}; \quad (Д.69)$$

$$\Psi_{*Д70} = \frac{\Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д61} + \left(\Psi_{*Д64} - \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д68} \right) \cdot V_3(u_3) - \Psi_{*Д68} \cdot V_1(u_3)}{-\left(\Psi_{*Д65} - \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д66} \right) \cdot V_3(u_3) + \Psi_{*Д66} \cdot V_1(u_3) - \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} - \Psi_{*Д59}}; \quad (Д.70)$$

$$\Psi_{*Д71} = \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д69} + \Psi_{*Д56} \cdot \Psi_{*Д69}; \quad (Д.71)$$

$$\Psi_{*Д72} = \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д56} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д58}; \quad (Д.72)$$

$$\Psi_{*Д73} = \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д69} + \Psi_{*Д59} \cdot \Psi_{*Д69}; \quad (Д.73)$$

$$\Psi_{*Д74} = \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д59} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д61}; \quad (Д.74)$$

$$\Psi_{*Д75} = \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д69} + \Psi_{*Д53} \cdot \Psi_{*Д69}; \quad (Д.75)$$

$$\Psi_{*Д76} = \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д53} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д55}; \quad (Д.76)$$

$$\Psi_{*Д77} = -\frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\Psi_{*Д66} \cdot \Psi_{*Д69} + \Psi_{*Д67}) + \Psi_{*Д65} \cdot \Psi_{*Д69} + \Psi_{*Д34}; \quad (Д.77)$$

$$\Psi_{*Д78} = -\frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\Psi_{*Д66} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д68}) + \Psi_{*Д65} \cdot \Psi_{*Д70} + \Psi_{*Д64}; \quad (Д.78)$$

$$\Psi_{*Д79} = \frac{\Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д58}}{V_0(u_3)} + \frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot M_0 \cdot \Psi_{*Д22}; \quad (Д.79)$$

$$\Psi_{*Д80} = \frac{(\Psi_{*Д65} \cdot V_2(u_3) + \Psi_{*Д22}) \cdot V_0(u_3)}{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}; \quad (Д.80)$$

$$\Psi_{*Д81} = \frac{\Psi_{*Д34} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(u_3)}{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}; \quad (Д.81)$$

$$\Psi_{*Д82} = \frac{\Psi_{*Д79} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(u_3) + M_0 \cdot \Psi_{*Д22} \cdot V_0^2(u_3)}{V_1(u_3) \cdot V_2(u_3) - V_0(u_3) \cdot V_3(u_3)}; \quad (Д.82)$$

$$\Psi_{*Д83} = \frac{\left(\Psi_{*Д34} - \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д81} \right) \cdot V_3(u_3) - \Psi_{*Д81} \cdot V_0(u_3)}{-\left(\Psi_{*Д65} - \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д80} \right) \cdot V_3(u_3) + \Psi_{*Д80} \cdot V_0(u_3) - \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} - \Psi_{*Д59}}; \quad (Д.83)$$

$$\Psi_{*Д84} = \frac{\Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д61} + \left(\Psi_{*Д79} - \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д82} \right) \cdot V_3(u_3) - \Psi_{*Д82} \cdot V_0(u_3) + M_0 \cdot \Psi_{*Д22} \cdot V_1(u_3)}{-\left(\Psi_{*Д65} - \frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot \Psi_{*Д80} \right) \cdot V_3(u_3) + \Psi_{*Д80} \cdot V_0(u_3) - \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} - \Psi_{*Д59}}; \quad (Д.84)$$

$$\Psi_{*Д85} = \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д83} + \Psi_{*Д56} \cdot \Psi_{*Д83}; \quad (Д.85)$$

$$\Psi_{*Д86} = \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д57} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д56} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д58}; \quad (Д.86)$$

$$\Psi_{*Д87} = \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д83} + \Psi_{*Д59} \cdot \Psi_{*Д83}; \quad (Д.87)$$

$$\Psi_{*Д88} = \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д60} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д59} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д61}; \quad (Д.88)$$

$$\Psi_{*Д89} = \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д83} + \Psi_{*Д53} \cdot \Psi_{*Д83}; \quad (Д.89)$$

$$\Psi_{*Д90} = \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д62} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д54} \cdot \Psi_{*Д63} + \Psi_{*Д53} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д55}; \quad (Д.90)$$

$$\Psi_{*Д91} = -\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\Psi_{*Д80} \cdot \Psi_{*Д83} + \Psi_{*Д81}) + \Psi_{*Д65} \cdot \Psi_{*Д83} + \Psi_{*Д34}; \quad (Д.91)$$

$$\Psi_{*Д92} = -\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)} \cdot (\Psi_{*Д80} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д82}) + \Psi_{*Д65} \cdot \Psi_{*Д84} + \Psi_{*Д79}. \quad (Д.92)$$

Приложение Е

КОНСТАНТЫ, ВХОДЯЩИЕ В ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ БАЛОК, ЛЕЖАЩИХ НА УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОМ ОСНОВАНИИ С ЛИНЕЙНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ И ПОДКРЕПЛЕННЫХ УПРУГИМИ ОПОРАМИ

$$\psi_{*E1}^* = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{2} \cdot EI \cdot \alpha^3}; \quad (E.1)$$

$$\psi_{*E2}^* = \frac{V_2(u) + V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u)}{\sqrt{2} \cdot V_3(u) - V_0(u) + V_2(u)}; \quad (E.2)$$

$$\psi_{*E3}^* = \frac{V_3(u) + V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u)}{\sqrt{2} \cdot V_3(u) - V_0(u) + V_2(u)}; \quad (E.3)$$

$$\psi_{*E4}^* = \frac{\frac{1}{AEI \cdot 2\alpha^3} \cdot (\psi_{*E3}^* \cdot V_0(u) + V_3(u)) - V_1(u) + V_3(u) - \sqrt{2} \cdot V_0(u) + \psi_{*E3}^* \cdot (V_2(u) + V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u))}{-\psi_{*E2}^* \cdot (V_2(u) + V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u)) - V_2(u) + V_0(u) - \sqrt{2} \cdot V_3(u) - \frac{1}{AEI \cdot 2\alpha^3} \cdot (\psi_{*E2}^* \cdot V_0(u) + V_2(u))}. \quad (E.4)$$

$$\psi_{*E5}^* = \frac{V_2(u) - V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_3(u)}{\sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u) + V_1(u)}; \quad (E.5)$$

$$\psi_{*E6}^* = \frac{\frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot (V_2(u) + V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u))}{\sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u) + V_1(u)}; \quad (E.6)$$

$$\psi_{*E7}^* = \frac{-(V_1(u) + V_3(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u))}{\sqrt{2} \cdot V_0(u) - V_3(u) + V_1(u)}; \quad (E.7)$$

$$\psi_{*E8}^* = \frac{\left[\frac{\psi_{*E7}^* \cdot V_1(u) + V_3(u)}{AEI \cdot 2\alpha^3} - V_1(u) + V_3(u) - \sqrt{2} \cdot V_0(u) + \psi_{*E7}^* \cdot (V_1(u) + V_3(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u)) \right] \cdot \psi_{*E1}^*}{-\psi_{*E5}^* \cdot (V_3(u) + V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u)) - V_2(u) - V_0(u) - \sqrt{2} \cdot V_1(u) - \frac{1}{AEI \cdot 2\alpha^3} \cdot (\psi_{*E5}^* \cdot V_1(u) + V_0(u))}; \quad (E.8)$$

$$\psi_{*E9}^* = \frac{-\frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot (V_2(u) - V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_3(u)) + \psi_{*E6}^* \cdot (V_1(u) + V_3(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u))}{-\psi_{*E5}^* \cdot (V_3(u) + V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u)) - V_2(u) - V_0(u) - \sqrt{2} \cdot V_1(u) - \frac{1}{AEI \cdot 2\alpha^3} \cdot (\psi_{*E5}^* \cdot V_1(u) + V_0(u))} + \quad (E.9)$$

$$+ \frac{\frac{M_0}{2 \cdot \alpha^2 \cdot EI} \cdot V_2(u) - \psi_{*E6}^* \cdot V_1(u)}{AEI \cdot 2\alpha^3 \cdot [\psi_{*E5}^* \cdot (V_3(u) + V_1(u) + \sqrt{2} \cdot V_2(u)) + V_2(u) + V_0(u) + \sqrt{2} \cdot V_1(u)] + (\psi_{*E5}^* \cdot V_1(u) + V_0(u))};$$

$$\psi_{*E1} = \frac{\sqrt{2} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + V_3(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) + V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (E.10)$$

$$\psi_{*E2} = \frac{\sqrt{2} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) - V_0(2 \cdot u_2)}{\sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_1(2 \cdot u_2) - V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (E.11)$$

$$\psi_{*E3} = \frac{\sqrt{2} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(2 \cdot u_2) + V_0(2 \cdot u_2)}{-\sqrt{2} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_1(2 \cdot u_2) + V_3(2 \cdot u_2)}; \quad (\text{E.12})$$

$$\psi_{*E4} = \frac{\frac{1+AEI2 \cdot \alpha_2^3}{AEI2 \cdot \alpha_2^3} \cdot (V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E2} \cdot V_1(2 \cdot u_2)) + V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E2} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2}(V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E2} \cdot V_2(2 \cdot u_2))}{-\frac{1+AEI2 \cdot \alpha_2^3}{AEI2 \cdot \alpha_2^3} \cdot (V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E1} \cdot V_1(2 \cdot u_2)) + V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E1} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2}(V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E1} \cdot V_2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{E.13})$$

$$\psi_{*E5} = \frac{\frac{1+AEI2 \cdot \alpha_2^3}{AEI2 \cdot \alpha_2^3} \cdot (V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E3} \cdot V_1(2 \cdot u_2)) - V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E3} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2}(V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E3} \cdot V_2(2 \cdot u_2))}{-\frac{1+AEI2 \cdot \alpha_2^3}{AEI2 \cdot \alpha_2^3} \cdot (V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E1} \cdot V_1(2 \cdot u_2)) + V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E1} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \sqrt{2}(V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E1} \cdot V_2(2 \cdot u_2))}; \quad (\text{E.14})$$

$$\psi_{*E6} = \frac{1}{4\sqrt{2} \cdot \alpha_3^3 \cdot EI}; \quad (\text{E.15})$$

$$\psi_{*E7} = -\psi_6 \cdot \frac{V_3(u_3)}{V_0(u_3)}; \quad (\text{E.16})$$

$$\psi_{*E8} = \frac{-q}{K_2 \cdot V_0(u_3)}; \quad (\text{E.17})$$

$$\psi_{*E9} = -\frac{V_2(u_3)}{V_0(u_3)}; \quad (\text{E.18})$$

$$\psi_{*E10} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_3^2 \cdot EI \cdot (V_0(u_3) - \psi_{*E9} \cdot V_2(u_3))}; \quad (\text{E.19})$$

$$\psi_{*E11} = \frac{\psi_{*E7} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E6} \cdot V_1(u_3)}{V_0(u_3) - \psi_{*E9} \cdot V_2(u_3)}; \quad (\text{E.20})$$

$$\psi_{*E12} = \frac{\psi_{*E8} \cdot V_2(u_3)}{V_0(u_3) - \psi_{*E9} \cdot V_2(u_3)}; \quad (\text{E.21})$$

$$\psi_{*E13} = \frac{\alpha_3(\psi_{*E11} \cdot V_1(u_3) - \psi_{*E7} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E11} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3))}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{2 \cdot \alpha_2 \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \psi_{*E10} (\psi_{*E9} \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3))}; \quad (\text{E.22})$$

$$\psi_{*E14} = \frac{\alpha_3(\psi_{*E12} \cdot V_1(u_3) - \psi_{*E8} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E12} \cdot V_3(u_3)) - w_1 \cdot \alpha_2 \cdot (\psi_{*E2} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E4})}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{2 \cdot \alpha_2 \cdot EI} + \alpha_3 \psi_{*E10} (\psi_{*E9} \cdot V_3(u_3) - V_1(u_3))}; \quad (\text{E.23})$$

$$\psi_{*E15} = \frac{\psi_{*E13}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot EI}; \quad (\text{E.24})$$

$$\psi_{*E16} = \frac{\psi_{*E14}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot EI}; \quad (\text{E.25})$$

$$\psi_{*E17} = \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E15} + \psi_{*E3} \cdot \psi_{*E15}; \quad (\text{E.26})$$

$$\psi_{*E18} = \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E4} \cdot w_1 + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E16} + \psi_{*E2} \cdot w_1 + \psi_{*E3} \cdot \psi_{*E16}; \quad (\text{E.27})$$

$$\psi_{*E19} = \psi_{*E7} + \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E11} + \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E10} \cdot \psi_{*E13}; \quad (\text{E.28})$$

$$\psi_{*E20} = \psi_{*E8} + \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E12} + \psi_{*E9} \cdot \psi_{*E10} \cdot \psi_{*E14}; \quad (\text{E.29})$$

$$\psi_{*E21} = \psi_{*E17} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E15} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E15} \cdot V_3(2 \cdot u_2); \quad (\text{E.30})$$

$$\psi_{*E22} = w_1 \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E18} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E16} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E4} \cdot w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E16} \cdot V_3(2 \cdot u_2); \quad (\text{E.31})$$

$$\psi_{*E23} = \psi_{*E21} + \sqrt{2} \cdot [\psi_{*E17} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E15} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E15} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]; \quad (\text{E.32})$$

$$\psi_{*E24} = \psi_{*E22} + \sqrt{2} \cdot [-w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E18} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E16} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E4} \cdot w_1 \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E16} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]; \quad (\text{E.33})$$

$$\psi_{*E25} = -\psi_{*E6} \cdot \frac{V_3(u_3)}{V_0(u_3)}; \quad (\text{E.34})$$

$$\psi_{*E26} = \frac{\frac{M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 EI} V_2(u_3) - \frac{q}{K_2}}{V_0(u_3)}; \quad (\text{E.35})$$

$$\psi_{*E27} = -\frac{V_1(u_3)}{V_0(u_3)}; \quad (\text{E.36})$$

$$\psi_{*E28} = \frac{-1}{2 \cdot \alpha_3^2 EI \cdot (V_3(u_3) + \psi_{*E27} \cdot V_2(u_3))}; \quad (\text{E.37})$$

$$\psi_{*E29} = \frac{\psi_{*E6} \cdot V_1(u_3) - \psi_{*E25} \cdot V_2(u_3)}{V_3(u_3) + \psi_{*E27} \cdot V_2(u_3)}; \quad (\text{E.38})$$

$$\psi_{*E30} = \frac{\frac{-M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 EI} V_0(u_3) - \psi_{*E26} \cdot V_2(u_3)}{V_3(u_3) + \psi_{*E27} \cdot V_2(u_3)}; \quad (\text{E.39})$$

$$\psi_{*E31} = \frac{\alpha_3(-\psi_{*E25} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E29} \cdot V_0(u_3) - \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E29} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3))}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{2 \cdot \alpha_2 \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \psi_{*E28} (\psi_{*E27} \cdot V_3(u_3) - V_0(u_3))}; \quad (\text{E.40})$$

$$\psi_{*E32} = \frac{-w_1 \cdot \alpha_2 \cdot (\psi_{*E2} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E4}) + \alpha_3 \left(-\psi_{*E26} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E30} \cdot V_0(u_3) - \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E30} \cdot V_3(u_3) - \frac{M_0}{2 \cdot \alpha_3^2 EI} V_1(u_3) \right)}{\frac{\psi_{*E3} + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5}}{2 \cdot \alpha_2 \cdot EI} + \alpha_3 \cdot \psi_{*E28} (\psi_{*E27} \cdot V_3(u_3) - V_0(u_3))}; \quad (\text{E.41})$$

$$\psi_{*E33} = \frac{\psi_{*E31}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot EI}; \quad (\text{E.42})$$

$$\psi_{*E34} = \frac{\psi_{*E32}}{2 \cdot \alpha_2^2 \cdot EI}; \quad (\text{E.43})$$

$$\psi_{*E35} = \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E33} + \psi_{*E3} \cdot \psi_{*E33}; \quad (E.44)$$

$$\psi_{*E36} = \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E4} \cdot w_1 + \psi_{*E1} \cdot \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E34} + \psi_{*E2} \cdot w_1 + \psi_{*E3} \cdot \psi_{*E34}; \quad (E.45)$$

$$\psi_{*E37} = \psi_{*E25} + \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E29} + \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E28} \cdot \psi_{*E31}; \quad (E.46)$$

$$\psi_{*E38} = \psi_{*E26} + \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E30} + \psi_{*E27} \cdot \psi_{*E28} \cdot \psi_{*E32}; \quad (E.47)$$

$$\psi_{*E39} = \psi_{*E35} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E33} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E33} \cdot V_3(2 \cdot u_2); \quad (E.48)$$

$$\psi_{*E40} = w_1 \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E36} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E34} \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E4} \cdot w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E34} \cdot V_3(2 \cdot u_2); \quad (E.49)$$

$$\psi_{*E41} = \psi_{*E39} + \sqrt{2} \cdot [\psi_{*E35} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E33} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E33} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]; \quad (E.50)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E42} = & \psi_{*E40} + \sqrt{2} \cdot [-w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E36} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E34} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \\ & + \psi_{*E4} \cdot w_1 \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E5} \cdot \psi_{*E34} \cdot V_2(2 \cdot u_2)]; \end{aligned} \quad (E.51)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E43} = & \frac{-V_2(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^3} + V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_1(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) \\ & \frac{V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^3} + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) \end{aligned}; \quad (E.52)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E44} = & \frac{-V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \alpha_3^3} + V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_1(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) \\ & \frac{V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \alpha_3^3} + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) \end{aligned}; \quad (E.53)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E45} = & \frac{\frac{q}{K_2} - \frac{q \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2} \cdot K_2 \cdot AEI \cdot \alpha_3^3} - \frac{w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2} \cdot AEI \cdot \alpha_3^3}}{\frac{V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^3} + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \end{aligned} \quad (E.54)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E46} = & \frac{V_3(2 \cdot u_2)}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2} \cdot [(-\psi_{*E43} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E43} \cdot V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \\ & - V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E43} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \\ & + (-\psi_{*E43} \cdot V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E43} \cdot V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - V_1(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \\ & + \psi_{*E43} \cdot V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2)]^{-1}; \end{aligned} \quad (E.55)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E47} = & \frac{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2 \cdot \psi_{*E46}}{V_3(2 \cdot u_2)} \cdot [(\psi_{*E44} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E6} \cdot V_3(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*E44} \cdot V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \\ & + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E44} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E6} \cdot V_1(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \\ & + (\psi_{*E44} \cdot V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E6} \cdot V_3(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E44} \cdot V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \\ & - \psi_{*E44} \cdot V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E6} \cdot V_1(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2)]; \end{aligned} \quad (E.56)$$

$$\psi_{*E48} = \frac{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2 \cdot \psi_{*E46}}{V_3(2 \cdot u_2)} \cdot [(\psi_{*E45} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*E45} \cdot V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E45} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) +$$

$$+ \frac{q \cdot V_1(2 \cdot u_2)}{K_2} + (\psi_{*E45} \cdot V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E45} \cdot V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E45} \cdot V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2)];$$

$$\psi_{*E49} = \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E46} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E46} \cdot V_2(u_3); \quad (E.58)$$

$$\psi_{*E50} = \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E47} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E44} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E47} \cdot V_2(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_3(u_3); \quad (E.59)$$

$$\psi_{*E51} = \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E48} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E45} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E48} \cdot V_2(u_3); \quad (E.60)$$

$$\psi_{*E52} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E46} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E46} \cdot V_1(u_3); \quad (E.61)$$

$$\psi_{*E53} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E47} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E44} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E47} \cdot V_1(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3); \quad (E.62)$$

$$\psi_{*E54} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E48} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E45} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E48} \cdot V_1(u_3); \quad (E.63)$$

$$\psi_{*E55} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E46} \cdot V_2(u_3) + \psi_{*E46} \cdot V_0(u_3); \quad (E.64)$$

$$\psi_{*E56} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E47} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E44} \cdot V_2(u_3) + \psi_{*E47} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_1(u_3); \quad (E.65)$$

$$\psi_{*E57} = -\psi_{*E43} \cdot \psi_{*E48} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E45} \cdot V_2(u_3) + \psi_{*E48} \cdot V_0(u_3); \quad (E.66)$$

$$\psi_{*E58} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} (\psi_{*E49} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E52} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E55} \cdot V_2(2 \cdot u_2)); \quad (E.67)$$

$$\psi_{*E59} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} (\psi_{*E50} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E53} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E56} \cdot V_2(2 \cdot u_2)); \quad (E.68)$$

$$\psi_{*E60} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} \left(\frac{q}{K_2} + \psi_{*E51} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E54} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E57} \cdot V_2(2 \cdot u_2) \right); \quad (E.69)$$

$$\psi_{*E61} = \frac{-1}{2EI \cdot \alpha_1^2}; \quad (E.70)$$

$$\psi_{*E62} = \frac{\psi_{*E50} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E53} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E56} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E59} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\psi_{*E49} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E52} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E55} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E58} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \psi_{*E61}}; \quad (E.71)$$

$$\psi_{*E63} = \frac{-\frac{w_1 \cdot \alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} + \psi_{*E51} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E54} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E57} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E60} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\psi_{*E49} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E52} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E55} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E58} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \psi_{*E61}}; \quad (E.72)$$

$$\psi_{*E64} = \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E46} \cdot \psi_{*E62} + \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E47} + \psi_{*E44}; \quad (E.73)$$

$$\psi_{*E65} = \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E46} \cdot \psi_{*E63} + \psi_{*E43} \cdot \psi_{*E48} + \psi_{*E45}; \quad (E.74)$$

$$\psi_{*E66} = \frac{-\frac{V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^2} + V_1(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_0(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - V_3(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_2(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{\frac{V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^2} + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)}; \quad (E.75)$$

$$\psi_{*E67} = \frac{\frac{q}{K_2} - \frac{q \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2} \cdot K_2 \cdot AEI \cdot \alpha_3^3} - \frac{w_1 \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2} \cdot AEI \cdot \alpha_3^3}}{\frac{V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2)}{2\sqrt{2}AEI \cdot \alpha_3^3} + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)} - \frac{M_0 \cdot \psi_{*E43}}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2}; \quad (E.76)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E68} = & \frac{V_3(2 \cdot u_2)}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2} \cdot [(-\psi_{*E66} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - V_1(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + \psi_{*E66} \cdot V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \\ & - V_0(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E66} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_3(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \\ & + (-\psi_{*E66} \cdot V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - V_1(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E66} \cdot V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \\ & + \psi_{*E66} \cdot V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + V_3(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2)]^{-1}; \end{aligned} \quad (E.77)$$

$$\psi_{*E69} = \psi_{*E47} \frac{\psi_{*E68}}{\psi_{*E46}}; \quad (E.78)$$

$$\begin{aligned} \psi_{*E70} = & \frac{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2 \cdot \psi_{*E68}}{V_3(2 \cdot u_2)} \cdot [(\psi_{*E67} \cdot V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \psi_{*E67} \cdot V_3(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E67} \cdot V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \\ & + \frac{q \cdot V_1(2 \cdot u_2)}{K_2} + (\psi_{*E67} \cdot V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E67} \cdot V_3(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E67} \cdot V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \\ & - \frac{M_0}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2} \cdot ((V_2(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2) + V_1(u_3) \cdot V_3(2 \cdot u_2) - V_0(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2)) \cdot V_3(2 \cdot u_2) + (V_2(u_3) \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \\ & + V_1(u_3) \cdot V_1(2 \cdot u_2) + V_0(u_3) \cdot V_2(2 \cdot u_2)) \cdot V_1(2 \cdot u_2))]; \end{aligned} \quad (E.79)$$

$$\psi_{*E71} = \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E68} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E68} \cdot V_1(u_3); \quad (E.80)$$

$$\psi_{*E72} = \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E69} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E44} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E69} \cdot V_1(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_3(u_3); \quad (E.81)$$

$$\psi_{*E73} = \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E70} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E67} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E70} \cdot V_1(u_3) - \frac{M_0 \cdot V_2(u_3)}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2}; \quad (E.82)$$

$$\psi_{*E74} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E68} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E68} \cdot V_0(u_3); \quad (E.83)$$

$$\psi_{*E75} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E69} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E44} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E69} \cdot V_0(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_2(u_3); \quad (E.84)$$

$$\psi_{*E76} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E70} \cdot V_3(u_3) - \psi_{*E67} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E70} \cdot V_0(u_3) - \frac{M_0 \cdot V_1(u_3)}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2}; \quad (E.85)$$

$$\psi_{*E77} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E68} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E68} \cdot V_3(u_3); \quad (E.86)$$

$$\psi_{*E78} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E69} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E44} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E69} \cdot V_3(u_3) + \psi_{*E6} \cdot V_1(u_3); \quad (E.87)$$

$$\psi_{*E79} = -\psi_{*E66} \cdot \psi_{*E70} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E67} \cdot V_2(u_3) - \psi_{*E70} \cdot V_3(u_3) - \frac{M_0 \cdot V_0(u_3)}{2 \cdot EI \cdot \alpha_3^2}; \quad (E.88)$$

$$\psi_{*E80} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} (\psi_{*E71} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E74} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E77} \cdot V_2(2 \cdot u_2)); \quad (E.89)$$

$$\psi_{*E81} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} (\psi_{*E72} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E75} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E78} \cdot V_2(2 \cdot u_2)); \quad (\text{E.90})$$

$$\psi_{*E82} = \frac{-1}{V_3(2 \cdot u_2)} \left(\frac{q}{K_2} + \psi_{*E73} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E76} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E79} \cdot V_2(2 \cdot u_2) \right); \quad (\text{E.91})$$

$$\psi_{*E83} = \frac{\psi_{*E72} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E75} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E78} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E81} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\psi_{*E71} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E74} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E77} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E80} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \psi_{*E61}}; \quad (\text{E.92})$$

$$\psi_{*E84} = \frac{-\frac{w_1 \cdot \alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} + \psi_{*E73} \cdot V_3(2 \cdot u_2) - \psi_{*E76} \cdot V_0(2 \cdot u_2) - \psi_{*E79} \cdot V_1(2 \cdot u_2) - \psi_{*E82} \cdot V_2(2 \cdot u_2)}{-\psi_{*E71} \cdot V_3(2 \cdot u_2) + \psi_{*E74} \cdot V_0(2 \cdot u_2) + \psi_{*E77} \cdot V_1(2 \cdot u_2) + \psi_{*E80} \cdot V_2(2 \cdot u_2) - \frac{\alpha_1}{\alpha_2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \psi_{*E61}}; \quad (\text{E.93})$$

$$\psi_{*E85} = \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E68} \cdot \psi_{*E83} + \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E69} + \psi_{*E44}; \quad (\text{E.94})$$

$$\psi_{*E86} = \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E68} \cdot \psi_{*E84} + \psi_{*E66} \cdot \psi_{*E70} + \psi_{*E67}. \quad (\text{E.95})$$