

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**  
**КАФЕДРА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МЕТОДОВ МЕХАНИКИ ДЕФОРМИРУЕМОГО ТЕЛА**

**Еременко Владимир Романович**

**Магистерская диссертация**

**Моделирование процесса разрушения при  
столкновении двух судов**

Направление 01.04.02

Прикладная математика и информатика

Магистерская программа «Надежность и безопасность сложных систем»

Научный руководитель,  
кандидат физ.-мат. наук,  
доцент  
Костырко С.А.

Санкт-Петербург

2018 год

# Содержание

Введение .....	3
Постановка задачи .....	6
Глава 1. Обзор литературы .....	7
1.1. Эмпирические методы .....	8
1.2. Полуэмпирические методы .....	10
1.3. Численные методы .....	13
Глава 2. Инженерная методика оценки объемов повреждения .....	17
2.1. Расчет энергоемкости палубных перекрытий .....	18
2.2. Расчет энергоемкости перекрытия бортов и продольных переборок .....	19
2.3. Энергоемкость КПТЗ и определение безопасной скорости таранящего судна .....	21
2.4. Объемы повреждений, полученные по инженерным методикам .....	22
Глава 3. Моделирование задачи в прикладном пакете ANSYS .....	23
3.1. Анализ влияния упрощенной модели конструкции на точность расчетов .....	26
3.2. Моделирование падения индентора сферической формы на конструкцию бортового перекрытия .....	28
3.3. Моделирование динамического разрушения горизонтального перекрытия жестким клином .....	31
3.4. Анализ полученных результатов по разрезанию пластины .....	33
3.5. Моделирование динамического разрушения горизонтального перекрытия со складыванием гармошкой .....	37
Выводы .....	41
Заключение .....	42
Список литературы .....	43

## Введение

Навигационные аварии, такие как столкновение судов и посадка на мель являются наиболее серьезными для судоходства. В результате данных аварий, помимо повреждения судов и гибели людей, может быть нанесен вред окружающей среде из-за выбросов вредных грузов, перевозимых этими судами. На основе анализа статистических данных по столкновениям судов мирового флота, включая районы интенсивного судоходства, были полученные следующие данные. Вероятность столкновения судов составляет  $5 \times 10^{-2}$  событий в год. Вероятность получения серьезных повреждений, включая водотечные пробоины,  $7 \times 10^{-4}$  событий в год. Вероятность гибели судна в результате столкновения –  $5 \times 10^{-5}$  событий в год [42]. Учитывая размеры мирового флота, более 80 тысяч судов [11] в год возможна гибель не менее 4 судов. Согласно статистическим данным о морских происшествиях, ежегодно происходит более 700 аварий. Больше половины зарегистрированных случаев, относятся к навигационным авариям (столкновение и посадка на мель) [44]. Таким образом, одной из актуальных проблем современного судостроения является повышение аварийной безопасности судов за счет совершенствования корпусных конструкций. Наиболее остро данный вопрос стоит при проектировании судов с атомной энергетической установкой (АЭУ) и судов, перевозящих радиоактивные отходы и топливо. Особое внимание в данной работе уделяется атомным ледоколам, которые играют ключевую роль в освоении северного морского пути (СМП).

СМП является кратчайшим морским путем между Европейской частью России и Дальним Востоком и составляет порядка 14 тысяч км. Альтернативный путь с использованием Суэцкого канала почти в два раза длиннее – 23 тысячи км (рис.1), поэтому для экономии ресурсов целесообразнее использовать именно СМП. Каждый год объем грузоперевозок увеличивается, однако в связи с тем, что большая часть акватории Северного Ледовитого океана покрыта льдами, судоходство по северному морскому пути затруднено. Кроме этого, на

шельфе Северного Ледовитого океана находятся крупные месторождения углеводородов.



Рис.1. Сравнение длины СМП и пути, проходящего через Суэцкий канал

Необходимость освоения Арктических территорий влечет за собой необходимость иметь соответствующие суда, которые построены специально для поддержания навигации в замерзающих бассейнах. В настоящее время такую роль выполняют ледоколы. К их задачам относят проводку судов, буксировку, прокладку каналов во льдах, выполнение спасательных работ. Большинство арктических ледоколов являются дизельными, однако они нуждаются в регулярной дозаправке, что не всегда может быть легко осуществимо в условиях плавания во льдах. В силу чего важную роль играют атомные ледоколы, которым не нужна постоянная дозаправка, и которые, кроме этого, являются в разы мощнее своих дизельных аналогов. В соответствии с требованиями нормативных документов, оценка безопасности АЭУ судна должна включать анализ аварий, включая навигационные. В качестве аварийного случая рассматривается столкновение с другим судном, которое таранит судно с АЭУ. На разрушение и деформирование деталей корпуса ледокола будет в первую очередь оказывать влияние кинетическая энергия таранящего судна и форма форштевня (носовая оконечность судна).

Существующие методы оценки объемов повреждения при столкновении судов, основываются на сопоставлении энергопоглощения при разрушении конструкции с энергией удара. Однако такой подход не позволяет выявить особенности процесса разрушения, поэтому все более распространенным

становится анализ, основанный на решении начально-краевых задач динамического деформирования методом конечных элементов (МКЭ).

Основная идея МКЭ состоит в том, что область определения непрерывной величины разбивается на конечное число подобластей, называемых элементами. Эти элементы имеют общие узловые точки и в совокупности определяют форму области. Используя значения искомой непрерывной величины в узловых точках и ту или иную аппроксимирующую функцию, можно определить значение исследуемой величины внутри области [16].

В силу популярности МКЭ, он широко применяется в различных областях механики гидродинамика, электродинамика и в частности при анализе аварийной прочности (судовой, автомобильной, авиационной) [3,4,7,10,14,30].

При моделировании ударного взаимодействия важным аспектом является выбор модели пластичности материала, позволяющая достаточно точно описывать свойства материала в процессе деформирования и разрушения. Существует масса моделей наиболее популярными и простыми являются уравнения Купера-Саймондса и Джонсона-Кука. Они позволяют учесть кинематическое упрочнение и зависимость динамического предела текучести от скорости деформации. Преимуществом модели Джонсона-Кука является возможность учета воздействия температуры на прочность материала. Однако в силу того, что решение данной задачи будет осуществляться при фиксированной температуре, данное уточнение является излишним, внося дополнительные константы, которые должны быть определены. Таким образом, при решении поставленной задачи будет использоваться модель материала на основе определяющего уравнения Купера-Саймондса. Соответствующие численные расчеты выполнены в программном комплексе (ПК) ANSYS.

Целью настоящей работы является разработка и анализ конечно-элементной модели процесса ударного взаимодействия корпусных конструкций при столкновении двух судов, которая позволит учитывать особенности упругопластического деформирования и разрушения.

## Постановка задачи

При столкновении основными сценариями разрушения судовых конструкций являются: разрезание носом таранящего судна палубных перекрытий, смятие в продольном и поперечном направлениях бортовых и палубных конструкций. Основные аспекты данной работы:

- Моделирование смятия бортовых конструкций при столкновении с бульбообразным носом судна;
- Разрезание неподкрепленной пластины жестким клином;
- Смятие подкрепленной балками пластины.

За расчетный случай принимается неупругий удар под прямым углом в середину корпуса. Считается, что до удара таранимое судно не имело хода. Нос таранящего судна считается абсолютно жестким телом, его деформация не учитывается. Для таранимого судна используется модель упругопластического материала. Основное внимание уделяется процессу разрезания пластин наружной обшивки корпуса носом таранящего судна.

Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть следующие задачи:

- Влияния изгибных деформаций на точность расчета, возможность использования упрощений модели для вычислений;
- Моделирование падения индентора сферической формы на конструкцию бортового перекрытия;
- Моделирование динамического разрушения одного, горизонтального перекрытия;
- Моделирование деформирования горизонтального перекрытия, подкрепленного балками, с образованием складок;
- Верификация полученных результатов экспериментальными данными.

## Глава 1. Обзор литературы

Основные методы анализа разрушения корпусных конструкций при навигационных авариях, можно поделить на три категории:

- Эмпирические;
- Полуэмпирические;
- Численные.

На основе этих методов решают задачи по определению объемов повреждений, контактного взаимодействия, определения напряженно-деформируемого состояния конструкций судна в ходе процесса соударения.

Для подтверждения перечисленных методов проводятся различные эксперименты, позволяющие определить характер поведения судовых конструкций в процессе разрушения. С начала 1960-х было проведено много испытаний по столкновению судов. Их целью было проверить эффективность различных видов бортовых конструкций в столкновениях с разными формами таранящего судна. Многие авторы предоставили подробное описание данных экспериментов [1,8,12,27]. Помимо явной оценки эффективности корпусных конструкций, подобные эксперименты дают необходимые данные для получения эмпирических методов. Так испытания по разрушению полунатурных бортовых перекрытий, проводившиеся в ФГУП «Крыловский государственный научный центр», позволили получить полуэмпирические методики оценки объемов повреждений в ходе столкновений [36,41].

Но помимо влияния на эмпирические методы эксперименты играют важную роль при численном моделировании подобных задач. Любая модель, используемая для численного вычисления по МКЭ, должна быть верифицирована. Для верификации, прежде всего, используются простые эксперименты, которые позволяют установить необходимые параметры материала для моделирования. Среди таких экспериментов стоит выделить эксперименты по разрезанию пластины [26,28] и по столкновению с индентером сферической формы [23].

## 1.1. Эмпирические методы

Один из первых, кто детально рассмотрел проблему аварийной безопасности судов, был Minorsky [18]. Рассмотрев и проанализировав 26 случаев полномасштабных столкновений судов, он вывел эмпирическую формулу (1) для определения поглощенной энергии в результате соударения. Зависимость объемов повреждения от поглощенной энергии в рассмотренных экспериментах представлена на рис.2.

$$E = 47,2R_T + 32,7 \quad (\text{МДж}) \quad (1)$$

$$R_T = \sum P_N L_N t_N + \sum P_n L_n t_n \quad (\text{м}^3),$$

Где  $R_T$  – объем разрушенного материала обоих (таранящего и таранимого) судов. Также называется коэффициентом сопротивления;

$E$  – поглощенная энергия;

$P_N, P_n$  – глубины разрушения в  $N$  –ой и в  $n$  –ой связях таранящего и таранимого судов, соответственно;

$L_N, L_n$  – длины смятия в  $N$  –ой и в  $n$  –ой связях таранящего и таранимого судов, соответственно;

$t_N, t_n$  – толщины разрушенных связей в  $N$  –ой и в  $n$  –ой связях таранящего и таранимого судов, соответственно.

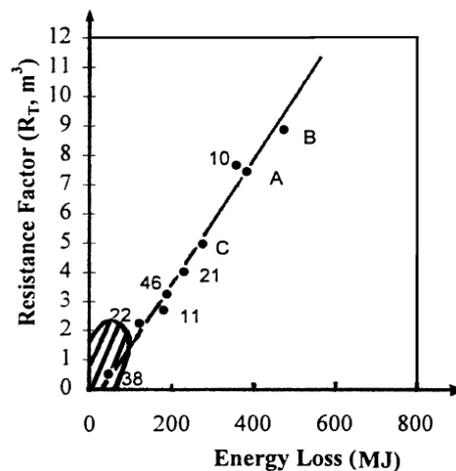


Рис. 2. Зависимость между объемами повреждений и поглощённой энергией [29]

При анализе столкновений часто используют формулу (1) в связи с её простотой. Данная формула показывает пропорциональность между

поглощенной энергией судна и объемом разрушенного материала судна. При высокоэнергетических столкновениях формула показывает хорошую корреляцию с экспериментами. Минорский пытался уточнить формулу, установив, что в некоторых случаях сопротивление зависит не просто от  $t$ , а от  $t^2$  или другой функции толщины. Были также опробованы другие факторы, однако они не давали лучшей корреляции, чем сопоставление объема.

Благодаря своей простоте формула Минорского вызвала интерес у исследователей и её попытались обобщить на случай низкой энергии. Woisin [27], основываясь на описанных Минорским экспериментах, предложил свою формулу для определения поглощённой энергии:

$$E = 47,2R_T + 0,5 \sum (h \cdot t^2) \quad (\text{МДж})$$

Где  $R_T$  ( $\text{м}^3$ ) – объем разрушенных материалов;

$h$  (м) – высота разрушенных или сильнодеформированных продольных перекрытий;

$t$  (см) – толщина перекрытия.

Другие авторы также пытались модифицировать формулу (1). Так, Vaughan [25] предложил формулу, связывающую поглощенную энергию с объемом и поверхностью повреждения:

$$E = 93R_T + 33A \quad (\text{МДж})$$

Где  $R_T$  ( $\text{м}^3$ ) – объем разрушенного материала;

$A$  ( $\text{м}^2$ ) – площадь разрыва.

Существует масса других методов, которые можно найти в других работах.

Выше перечислены только первые разработанные эмпирические методы, но они продолжали развиваться. Соответствующие формулы можно найти в работах [9,15,19].

## 1.2. Полуэмпирические методы

Полуэмпирические методы используют некоторые допущения при построении модели, и предположения из наблюдений и экспериментов. Зачастую такие методы показывают хорошие результаты, наряду с простыми и быстрыми вычислениями. Поэтому многие авторы используют их для анализа столкновения судов.

Главное допущение полуэмпирических методов заключается в том, что каждый элемент, участвующий в столкновении (горизонтальные палубы, вертикальные борта, шпангоуты, стрингеры, внешняя обшивка), рассматривается независимо от других.

McDermott и соавторы [17] развивал метод расчета незначительных столкновений танкеров. Математическая модель процедуры анализа включает в себя изгиб, потерю устойчивости подкрепленных пластин корпуса, мембранное растяжение пластин корпуса и палуб, и потерю несущей способности рам. Результаты анализа показали, что большая часть поглощенной энергии (приблизительно 70-85%) определяется мембранным растяжением подкрепленных пластин корпуса. Другая часть поглощенной энергии — это срез в плоскости рам. Энергия изгиба составляет малую часть и ею можно пренебрегать.

Reckling [24] предложил метод, который учитывал деформации обоих судов, таранящего и таранимого. Энергия считалась по приближенным методам для двух одинаковых танкеров с бульбообразной формой носа. Результаты показали, что энергия, поглощенная мембранным растяжением, составляла всего 18%, в то время как энергия поглощенная, рамными шпангоутами, палубой и дном таранимого судна составляет 40%. Значительная часть энергии, 42%, поглощалась таранящим судном.

Wierzbicki и Thomas [26] рассмотрели процесс разрезания неподкрепленной пластины жестким клином и получили достаточно точный теоретический метод. Они построили модель разрушения, в которой приняли

некоторые закономерные допущения.

Полученная модель хорошо описывает поведение разреза. Образование трещины происходит перед клином, а по границам разреза происходит закручивание кромок материала пластины. Кроме чистого разреза, Wierzbicki рассматривает разрез подкрепленной пластины со складыванием материала гармошкой перед клином:

$$F = 5,04\sigma_0 t^{5/3} b^{1/3} + ((8/3)R_c t)$$

Где  $F$  – сила реакции от пластины на клине (Н);

$t, b$  – толщина и ширина пластины соответственно (мм);

$\sigma_0$  – напряжение пластического течения (Мпа);

$R_c$  – удельная работа разрушения принимается  $R_c = 300 \sim 1000$  (Н/мм) .

Теоретическую формулу, описывающую разрез пластины, в своей монографии также приводит Zhang [29].

$$F = 6,77\sigma_0 t^{5/3} b^{1/3}$$

Wierzbicki полагал, что разрыв происходит на первом цикле складывания, а Zhang считал, что разрыв не обязательно происходит на первом цикле и учитывал сопротивление от предыдущей складки при расчете силы, что больше соответствует действительности.

Zhang также приводит аналитические формулы для определения диссипации энергии для случаев столкновения судов, посадки на мель, столкновения со стеной. Кроме этого он приводит контактные силы для различного рода разрезания пластин и разрушения и деформирования стрингеров и палуб.

Подобного рода методы развивались и отечественными авторами. Так, в работах Леппа [32-35] были получены полуэмпирические зависимости для оценки поглощенной энергии в результате разрушения различных перекрытий. Механизм деформирования определялся по результатам эксперимента на полунатурных сварных конструкциях.

Основываясь на работах Леппа, были получены полуэмпирические зависимости для оценки поглощенной энергии в результате разрушения

различных перекрытий. Механизм деформирования определялся по результатам эксперимента на полунатурных сварных конструкциях. Энергоемкость конструкции полагается равной сумме всех перекрытий, участвующих в деформации с учетом неодновременного их деформирования. При расчетах использовалась модель жестко пластического материала, так как при деформации конструкции получались большие прогибы. Физическая модель бортового перекрытия – жесткопластическая нить.

Дальнейшее развитие данное направление получило в работах Нестерова [38-40], под редакцией которого в «Крыловском государственном научном центре», были получены методики для оценок объемов повреждений в результате столкновения судов [36,41]. Основываясь на экспериментальных данных, были получены формулы для определения предельной скорости таранящего судна, при которой защитная оболочка АЭУ ледокола не будет повреждена. Данные формулы позволяют получить нижнюю границу, поскольку рассматривают разрушения перекрытий независимо.

### 1.3. Численные методы

Точность описанных выше методов порой позволяет получить только приближенное решение при некоторых упрощениях, которое не всегда соответствует реальному поведению деформируемого объекта. Кроме того, расчет совокупного взаимодействия конструкций судна является неосуществимым для некоторых методов. В связи с этим роль численных методов, которые при высоких вычислительных мощностях позволяют получать решение с заданной точностью и рассматривать разрушение не отдельных конструкций, а деформацию корпуса судна целиком. Самым распространенным, и фактически единственным используемым численным методом, является МКЭ. Кроме того, развитие таких прикладных пакетов как Ansys, LS-Dyna, Abaqus и Comsol только способствовало распространению численных вычислений.

С середины 90-х годов активно начинают развиваться вычисления при помощи МКЭ. Оценка столкновения судов Kitamura, Kuroiwa [11,12], работы по расчету посадки судна на мель Amdahl и Kavlie [2].

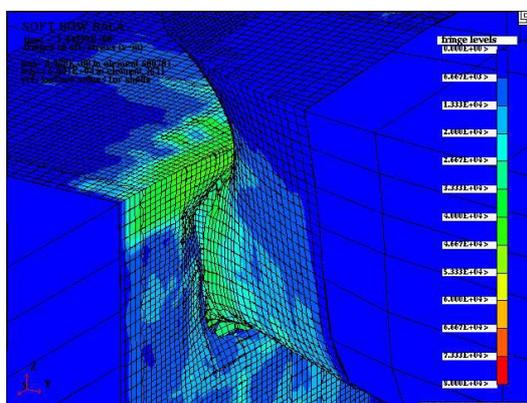


Рис. 3. Моделирование столкновения с танкером при помощи МКЭ [11]

Kitamura был одним из первых авторов, кто применил МКЭ для расчета полномасштабного столкновения судов. В работе рассматривалось судно перевозящее радиоактивный груз. В соответствии с конвенцией, подписанной Международной Морской Организацией, при проектировании такого рода судов необходимо уделить особое внимание аварийной прочности. С целью оценки прочности судна, была построена полноразмерная модель судна, и

рассмотрено столкновение с одним из самых больших грузовых судов в мире. Результаты расчета по столкновению с крупнотоннажным танкером, представлены на рис. 3.

Prabowo, Baе и соавторы выпустили серию работ, посвященных анализу столкновения с пассажирским судном [20-22]. Авторы в своих работах детально описывают процесс столкновения судов, приводя основные характеристики, такие как контактную силу, поглощенную энергию, зависимости объемов повреждений от углов соударения, массы и скорости таранящего судна. Интересным в их работах является то, что в отличие от Kitamura они используют не суперкомпьютер, а простой, достаточно мощный персональный компьютер, что предоставляет возможность получения похожих результатов в рамках обучения в магистратуре. В качестве определяющих уравнений авторы используют уравнение Купера-Саймондса. Нос таранящего судна представляется абсолютно жестким. Моделирование корпуса судна производится при помощи пластин и балок. В проводимой симуляции рассматривается только один отсек таранящего судна, участвующий во взаимодействии. В некоторых работах, для упрощения вычислений рассматривается половина таранящего отсека. Конечно-элементная модель, используемая в расчетах представлена на рис. 4.

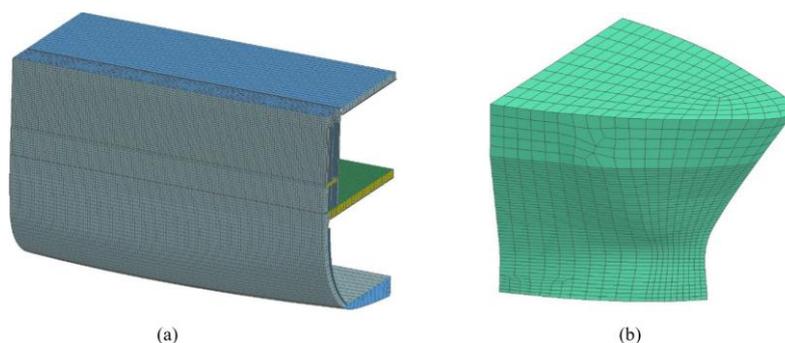


Рис. 4. Моделирование таранящего (а) и таранящего (b) судов [22]

В своих работах авторы подробно описывают процесс моделирования и решения задачи в прикладном пакете LS-DYNA. Повреждения, получаемые в результате моделирования представлены на рис.5.

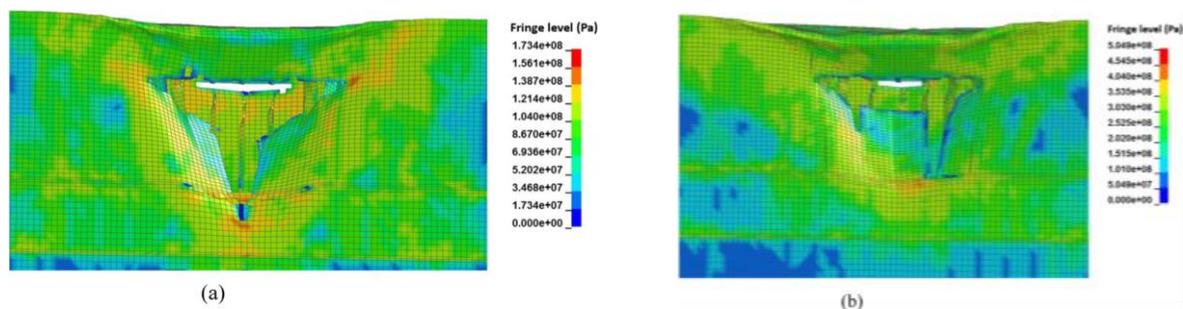


Рис. 5. Диаграмма повреждений на внешней части корпуса при различных значениях предела текучести материала корпуса [22]

Уделить внимание стоит также работе Chen [5]. В ней рассматривается моделирование столкновения танкера с айсбергом. Интерес данная работа вызывает прежде всего тем, что все вычисления происходят в ПК ANSYS с использованием модуля явной динамики, в отличие от большинства работ по столкновению судов, которые проводятся в LS-DYNA. Особенности работы являются следующие аспекты. В работе учитываются температурные условия при моделировании упруго пластической диаграммы материала корпуса. Автор моделирует корпус судна только при помощи оболочечных элементов, без использования балочных, которые он моделирует так же при помощи пластин, тем самым ускорив построение геометрии. Кроме того, оболочечные элементы по сравнению с твердотельными дают выигрыш в скорости вычислений. И наконец, моделирование льда, как частично разрушаемого тела, состоящего из двух частей, деформируемой, описывающей свойства льда, и жесткой недеформируемой части повышенной плотности для увеличения общей массы льда.

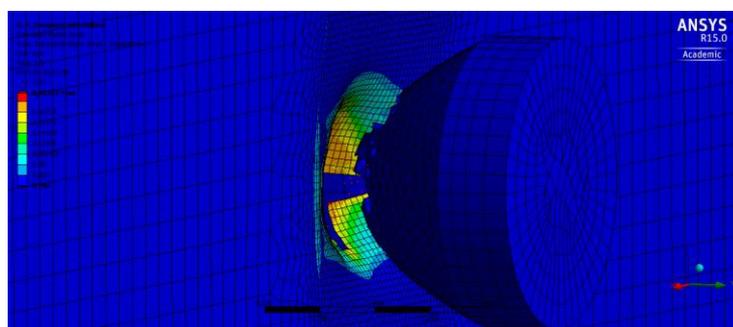


Рис. 6. Результат столкновения льдины, имеющей форму пули с корпусом танкера [5]

В качестве модели материала автор использует Multilinear Isotropic Hardening, позволяющая получить упругопластическую диаграмму на основе

экспериментальных данных зависимости напряжений от пластических деформаций, с учетом разных температурных условий. В качестве результатов автор приводит деформации корпуса судна при соударении со льдом различной формы (рис.6).

В отечественной литературе анализ аварийной прочности судов в ходе навигационных аварий проводился преимущественно полуэмпирическими методами, однако последнее время применение численных методов для решения данных задач становится более популярно [42,43].

Мьинт – один из авторов, описавших применение МКЭ для решения задач посадки на мель [37]. В работе автор симулирует эксперимент по разрезанию неподкреплённой пластины жестким клином и сравнивает полученные результаты с аналитическими формулами Zhang Wierzbicki и экспериментальными данными. Сравнение среднего значения силы контакта, показывает, что МКЭ показывает наилучшую корреляцию среди описанных методов. В качестве модели материала Мьинт использует модель Купера-Саймондса с кинематическим упрочнением. Также производится симуляция эксперимента по разрезанию пластины со складыванием материала гармошкой перед клином. Данная задача также имеет лучшую корреляцию с экспериментом. Далее автор рассмотрел симуляцию посадки на камень существующих днищевых конструкций и провел для них анализ. Далее Мьинт провел анализ аварийной прочности новых, перспективных видов днищевых конструкций. В заключении работы автор представил трехмерную модель посадки судна на камень, с учетом взаимодействия водной среды (рис.7).

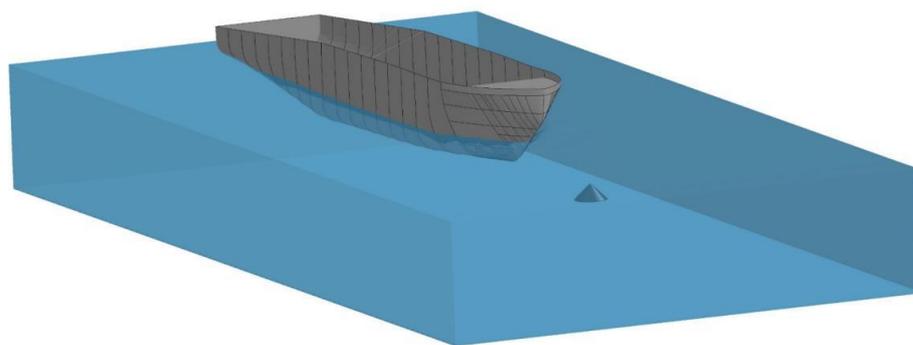


Рис. 7. – Общий вид модели процесса, посадки на мель в водо-воздушной среде [37]

## Глава 2. Инженерная методика оценки объемов повреждений

В методиках определения объема повреждений судна при столкновениях и ударах используется условие равенства энергопоглощения при разрушении корпусных конструкций и энергии удара. Энергия удара при столкновении судов определяется как разность кинетической энергии движения судов до и после столкновения с учетом присоединенных масс воды, поэтому полученные разрушения будут зависеть от скорости, водоизмещения и вида носовой оконечности таранящего судна. Предполагается, что удар полностью неупругий и вся энергия удара передается в разрушение корпусных конструкций аварийного судна. Судовые перекрытия в районе АЭУ и нос таранящего судна после внедрения до защитной оболочки реакторного отсека (ЗО РО), представлены на рис. 8. Расчет энергопоглощения корпусных конструкции выполняется по инженерной методике, разработанной в ФГУП «Крыловский государственный научный центр» с использованием экспериментальных данных по разрушению полунатурных конструкций универсального атомного ледокола [36,41].

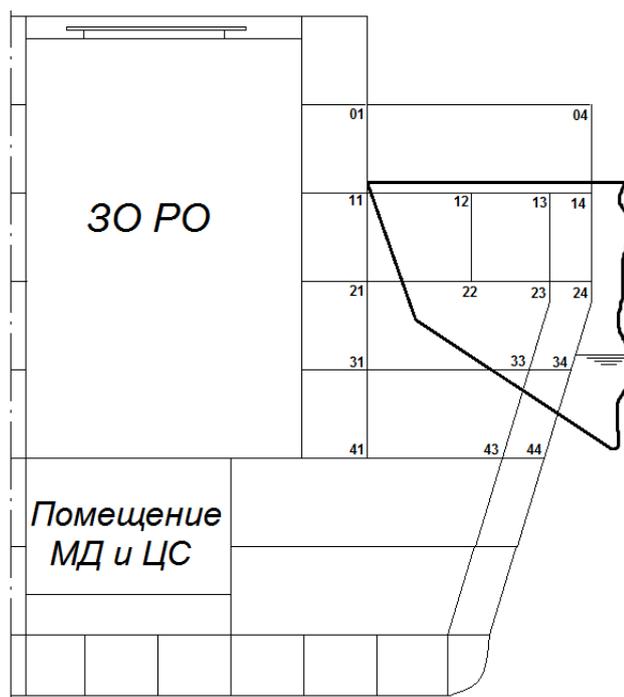


Рис. 8. Противотаранная защита в районе реакторного отсека и форма таранящего носа

## 2.1. Расчет энергоемкости палубных перекрытий

### 1. Поперечная система набора

Энергия, поглощаемая при деформации палубного перекрытия при поперечной системе, определяется по формуле:

$$E = k_p t^2 w \quad (2)$$

Принятые обозначения:

$k_p = 80 \frac{\text{Т}}{\text{см}^2}$  – эмпирический коэффициент;

$t$  – толщина настила перекрытия, см;

$w$  – внедрение таранящего носа в конструкции данного перекрытия, м.

### 2. Продольная система набора

Энергия, поглощаемая при деформировании палубного перекрытия при продольной системе, определяется по формуле:

$$E = 3\bar{f}_0 \sigma_T (f_P + \bar{f}_0 l_n t) \cdot \left( w - \frac{\bar{f}_0 l_n}{2} \right) \quad (3)$$

Принятые обозначения:

$\bar{f}_0$  – предельный относительный прогиб, при котором происходит разрыв,  $\bar{f}_0 = k \sqrt{\frac{\varepsilon_P}{2}}$

$k$  – коэффициент равный 0,6;

$\varepsilon_P$  – относительное удлинение при разрыве для материала защиты;

$\sigma_T$  – расчетный предел текучести, т/см<sup>2</sup>;

$f_P$  – площадь сечения продольного ребра жесткости, см<sup>2</sup>;

$l_n$  – шпация поперечного набора.

## 2.2. Расчет энергоемкости перекрытия борта и продольных переборок

### 1. Поперечная система набора бортовых перекрытий

Энергия, поглощаемая при деформировании бортового перекрытия, определяется по формуле:

$$E = \sigma_T t^* \operatorname{ctg} \beta_i \left( \frac{aw^3}{6l_3} + \frac{bw^2}{2} \right), \text{ при } w \leq h \operatorname{tg} \beta_i \quad (4)$$

$$E = \sigma_T t^* \left[ \frac{ah}{2l_3} w^2 + \left( bh - \frac{ah^2}{2l_3} \operatorname{tg} \beta_i \right) w + \left( \frac{ah^3}{6l_3} \operatorname{tg}^2 \beta_i - \frac{bh^2}{2l_3} \operatorname{tg} \beta_i \right) \right],$$

при  $w \geq h \operatorname{tg} \beta_i$

Принятые обозначения:

$\beta_i$  – угол между рассматриваемым перекрытием и форштевнем таранящего судна, град.;

$t^*$  – приведенная толщина перекрытия, см;

$l_3$  – длина защиты, м;

$a, b$  – безразмерные коэффициенты, определяемые по графикам методики [36] в зависимости от  $\bar{q}$ :

$$\bar{q} = \begin{cases} 0 & \text{при } W_T > W_T^{\text{кр}} \\ \frac{4W_T l_3}{t^* h_{\text{шп}}^2 a_{\text{шп}}} & \text{при } W_T \leq W_T^{\text{кр}} \end{cases}$$

$W_T$  – пластический момент сопротивления шпангоута, см<sup>3</sup>;

$$W_T^{\text{кр}} = \frac{t^* h_{\text{шп}}^2 \bar{f}_0}{8}, \text{ см}^3;$$

$h_{\text{шп}}$  – пролет шпангоута между концами книц, см;

$a_{\text{шп}}$  – расстояние между шпангоутами, см;

$h$  – расстояние по высоте между ближайшими горизонтальными перекрытиями, см;

$w$  – внедрение таранящего носа в конструкции данного перекрытия, м:

$$w = \bar{f}_0 l_3, \text{ м.}$$

## **2. Продольная система набора продольных переборок и бортового перекрытия**

Энергоемкость продольных переборок и борта по продольной системе набора вычисляется по формуле (4). При этом для всех перекрытий:

$$k = 0,6; \varepsilon_p = 0,177; \bar{f}_0 = k \sqrt{\frac{\varepsilon_p}{2}} = 0,178; l_3 = 4,8 \text{ м;}$$

$$w = \bar{f}_0 l_3 = 0,857, \text{ м; } \bar{q} = 0; a = 4; b = 0; \sigma_T = 4,92 \text{ т/см}^2.$$

### 2.3. Энергоемкость КПТЗ и определение безопасной скорости таранящего судна

Энергоемкость конструктивной противотаранной защиты (КПТЗ) вычисляется как сумма энергоемкостей всех рассматриваемых перекрытий, посчитанных по формулам (2) – (4).

Энергия удара, которая должна быть поглощена деформируемыми конструкциями КПТЗ, вычисляется согласно [36] по формуле (5):

$$E = \frac{m_T v_T^2}{2 \left(1 + \frac{m_T}{m_n}\right)}, \text{ Дж} \quad (5)$$

Принятые обозначения:

$m_T$  – масса таранящего судна, кг;

$v_T$  – скорость таранящего судна, м/с;

$m_n$  – приведенная масса таранящего судна, определяется по формуле:

$$m_n = \frac{k_{\text{п.м.}} m_2}{1 + \left(\frac{4c_3}{L}\right)^2}, \text{ кг}$$

$m_2$  – масса таранящего судна, кг;

$k_{\text{п.м.}}$  – коэффициент присоединенных масс воды при движении таранящего судна лагом; можно положить равным 1.4;

$L$  – длина таранящего судна между перпендикулярами;

$c_3$  – отстояние середины защиты от центра масс судна по длине.

Преобразуя (5), можно получить следующую формулу для определения безопасной скорости таранящего судна:

$$v_6 = \sqrt{\frac{2E_\phi \left(1 + m_T \left[1 + m_T \left(\frac{4c_3}{L}\right)^2\right] / k_{\text{п.м.}} m_2\right)}{m_T}} \quad (6)$$

$E_\phi$  – фактическая энергоемкость КПТЗ.

## 2.4. Объемы повреждений, полученные по инженерным методикам

Предельное положение таранящего форштевня перекрытий КПТЗ соответствует внедрению до защитного ограждения. Расчет энергоемкости перекрытий и определение критической скорости таранящего судна проводилось по формулам (2) – (6) [41] результаты расчета представлены в таблицах 1 – 3.

Перекрытие поперечная система набора	Е, тм	Перекрытие продольная система набора	Е, тм
23-24	246	11-14	4780
33-34	384	21-23	3192
	31-33	535	

Таблица 1. Палубные перекрытия

Перекрытие поперечная система набора	Е, тм	Перекрытие продольная система набора	Е, тм
24-34	34,20	12-22	239,3
34-44	16,86	13-23	239,3
23-33	8,26	14-24	314,9
33-43	4,21		

Таблица 2. Бортовые перекрытия

Просуммировав энергии всех перекрытий, получим энергоемкость КПТЗ и фактическую энергоемкость  $E = 9994, \text{ т} \cdot \text{ м}$ ,  $E_{\phi} = 98 \text{ МДж}$ .

Е, Дж	$v_T, \text{ м/с}$	$v_T, \text{ уз}$
$9,8 \cdot 10^7$	2,588	5,03

Таблица 3. Критическая скорость таранящего судна

Для предложенной КПТЗ, безопасная скорость превышает требуемую, равную 5 уз. Форма форштевня таранящего судна представлена на схеме рис.8

## Глава 3. Моделирование задачи в прикладном пакете ANSYS

Численное моделирование столкновения будет производиться в ANSYS Workbench с использованием модуля explicit dynamic для решения динамических задач методом явного интегрирования.

Уравнения динамического поведения упругого тела в терминах метода конечных элементов имеют вид:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{p(t)\} \quad (7)$$

Где [M] – матрица масс;

[C] – матрица сопротивления;

[K] – матрица жесткости;

$\{q\}$ ,  $\{\dot{q}\}$  и  $\{\ddot{q}\}$  – вектора узловых перемещений, скоростей и ускорений, соответственно;

$\{p\}$  – вектор узловых внешних сил.

Начальные условия задаются следующим образом:

$$\{q(0)\} = \{q_0\}, \quad \{\dot{q}(0)\} = \{\dot{q}_0\}.$$

Система дифференциальных уравнений второго порядка (7) для описания процессов деформирования конструкций в аварийных ситуациях будет существенно нелинейной, причем нелинейность вызывается большими перемещениями (геометрическая нелинейность) и деформациями за пределом текучести материала (физическая нелинейность). В этих условиях использование стандартных процедур решения системы уравнений не приведет к положительному результату.

Так использование традиционных методов численного интегрирования по времени дифференциальных уравнений (7), которые относятся к группе неявных методов интегрирования, приводит к решению на каждом шаге интегрирования нелинейных алгебраических уравнений. А это во многих случаях может оказаться непреодолимым препятствием на пути получения

решения при ограниченности вычислительных ресурсов и временных возможностях. Наиболее трудоемкой операцией является процедура обращения обобщенной матрицы жесткости системы, которую необходимо проводить на каждом шаге интегрирования по времени, а количество таких шагов для требуемой точности должно быть достаточно большим.

В последнее время появились явные методы для решения уравнений типа (7). Привлекательной особенностью явного метода являются рекуррентные соотношения, которые выражают перемещения, скорости и ускорения на данном шаге времени через их значения на предшествующих шагах.

Исходная матрица масс всей системы  $M$ , которая является согласованной и разреженной, аппроксимируется диагональной матрицей (распавшейся). Обращение такой матрицы не требует больших вычислительных затрат и реализуется достаточно просто.

Объемы вычислений на одной итерации по времени могут быть снижены путем замены процедуры триангуляции матриц с решениями при переменных уравновешивающих нагрузках на матричные умножения.

Явный метод ориентирован на использование малых шагов по времени и мелкую разбивку на конечные элементы. Это необходимо для достоверной аппроксимации заданного распределения массовых характеристик системы с помощью диагональной матрицы.

Максимальный размер временного шага ограничен условием Куранта [31]. Расчет, как правило, требует много относительно быстрых шагов по времени. Используя условие Куранта решение стабильно. Поскольку результат решения - это перемещение в узловых точках, временной шаг должен позволить вести расчет через элемент без пропуска узлов. Поэтому самый маленький элемент системы определяет временной шаг.

Достоинством явных методов является возможность за счет малого шага по времени выявить все особенности динамического поведения системы. Поэтому явные методы применяются преимущественно для анализа быстропротекающих процессов.

Для таранимого судна используется модель упругопластического материала на основе определяющих соотношений Купера-Саймондса:

$$\sigma_y = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{p}} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \varepsilon_{eff}^p) \quad (8)$$

$$E_p = \frac{E_{tan} E}{E - E_{tan}}$$

Где  $\sigma_y$  – Напряжение текучести;

$\sigma_0$  – Предел текучести;

$\varepsilon_p^{eff}$  – Эффективная пластическая деформация;

$C, p$  – Константы Купера Симондса;

$\beta$  – Параметр упрочнения, изменяется в пределах от 0 до 1, при  $\beta = 0$  реализуется кинематическое упрочнение,  $\beta = 1$  изотропное;

$E_{tan}$  – Касательный модуль;

$E$  – Модуль Юнга;

$\dot{\varepsilon}$  – Скорость деформирования.

Для моделирования разрушения используется так называемая техника «убийства» элементов, где у матриц обнуляется матрица жесткости при превышении пластическими деформациями предельного значения. Конструкции судна будут моделироваться при помощи оболочечных и балочных элементов.

### 3.1. Анализ влияния упрощенной модели конструкции на точность вычислений

Для расчета полномасштабного столкновения потребуются большие вычислительные мощности, поэтому требуется вводить ограничения на модель. Для этого рассматривалась гипотеза о малости влияния изгибных деформаций таранимого судна на его общую деформацию.

Для проверки выдвинутой гипотезы была поставлена задача, о таране корпуса ледокола недеформируемым носом другого ледокола. Схема корпуса ледокола приводится на рис. 9. На жесткость корпуса по устойчивости к изгибным деформациям будет оказывать влияние число горизонтальных палуб. В первом случае рассматривался корпус с одной палубой, во втором случае корпус моделировался с тремя палубами.

Размеры судна:

Длина 166.35 м;

Ширина 34 м;

Толщина борта 0,045 м.

Граничные условия: жесткое закрепление по оконечностям судна.

Нос таранящего судна задается абсолютно жестким.

Начальная скорость таранящего судна 10 м/с.

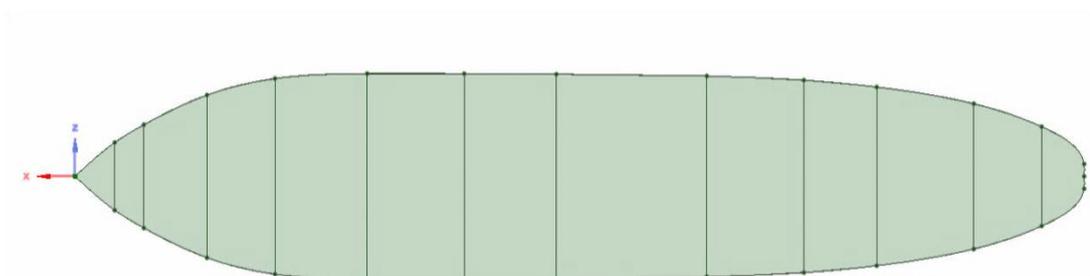


Рис. 9. Схема судна для оценки влияния изгибных деформаций

В результате проведенных вычислений на рис. 10 видно, что повышение количества палуб существенно влияет на характер деформации корпуса судна.

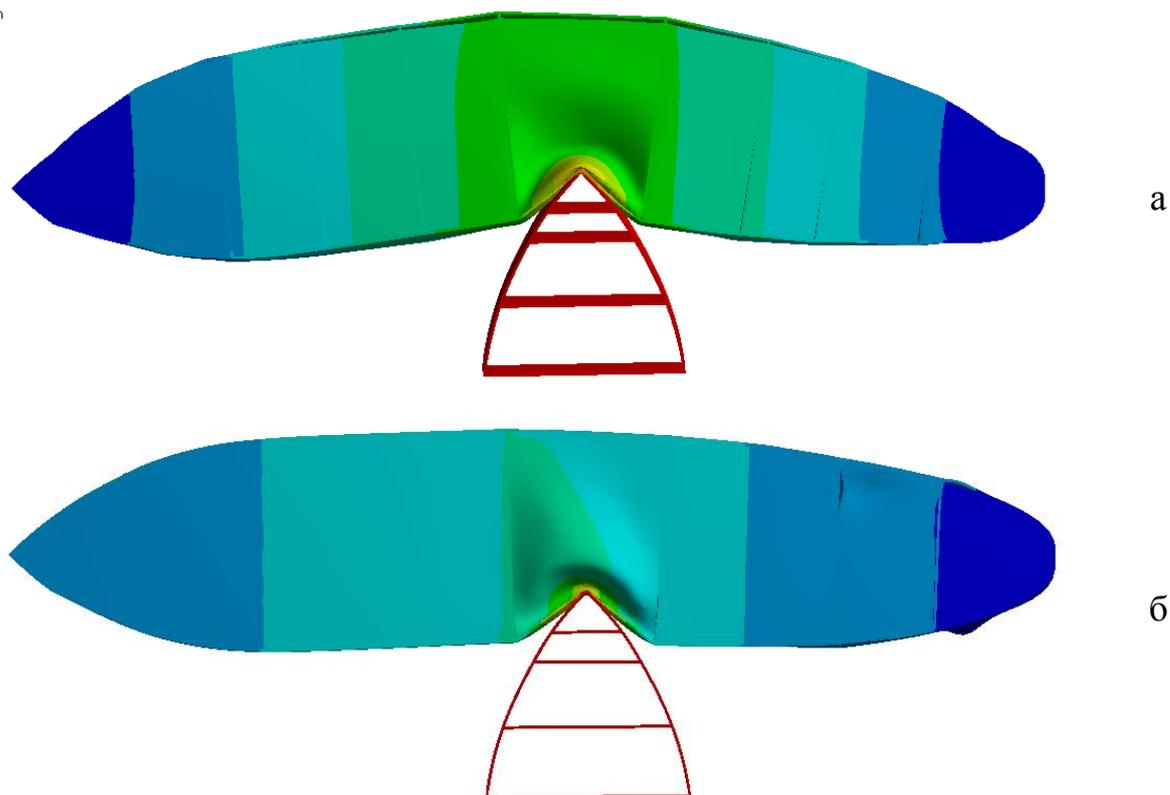


Рис. 10. Эпюры деформации  $\varepsilon_{zz}$  корпуса судна в зависимости от количества палуб.

а) 1 палуба б) 3 палубы

При моделировании корпуса ледокола с одной палубой изгибные деформации вносят наибольший вклад в общую деформацию судна. У реального судна число палуб больше 1. Расчет для судна с тремя палубами показал, что изгибные деформации вносят меньший вклад, а преобладают деформации смятия, которые не оказывают значительного влияния на деформацию корпуса судна за пределами таранимого отсека.

Основываясь на полученных результатах, при моделировании столкновения судов можно рассматривать только один или несколько смежных отсеков таранимого судна, поскольку в этих отсеках деформации смятия имеют наибольшее значение.

### 3.2. Моделирование падения индентора сферической формы на конструкцию бортового перекрытия

Как было показано во многих экспериментах при столкновении важна форма таранящего носа судна. При расчетах аварийной прочности стараются учесть худший вариант таранящего судна, поэтому рассматривают столкновение с крупнотоннажными грузовыми судами [11]. Для подобных судов наиболее распространенной является бульбообразная форма носа. Воздействия бульба судна на бортовое перекрытие приведено на рис. 11.

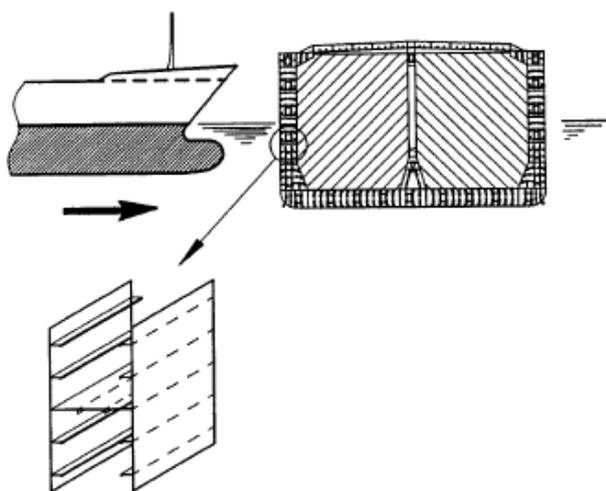


Рис. 11. Воздействие бульба на бортовой стрингер

В работах, описывающих столкновение судов, приводятся эксперименты по моделированию столкновения бульба судна с бортовым набором [12,23]. Результат эксперимента на рис.13. С высоты 5 метров без начальной скорости в середину экспериментальной модели падал стальной шар массой 2750 кг. Толщина пластин, использующихся в экспериментальной модели, 8 мм, предел текучести материала пластин 317,5 МПа. Схема экспериментальной модели представлена на рис. 12. В работе [29] также приводятся формулы, по которым рассчитывается контактная сила и поглощённая энергия. Внешний вид модели после падения шара представлен на рис. 13 Результаты расчета по МКЭ приводятся на рис.14.

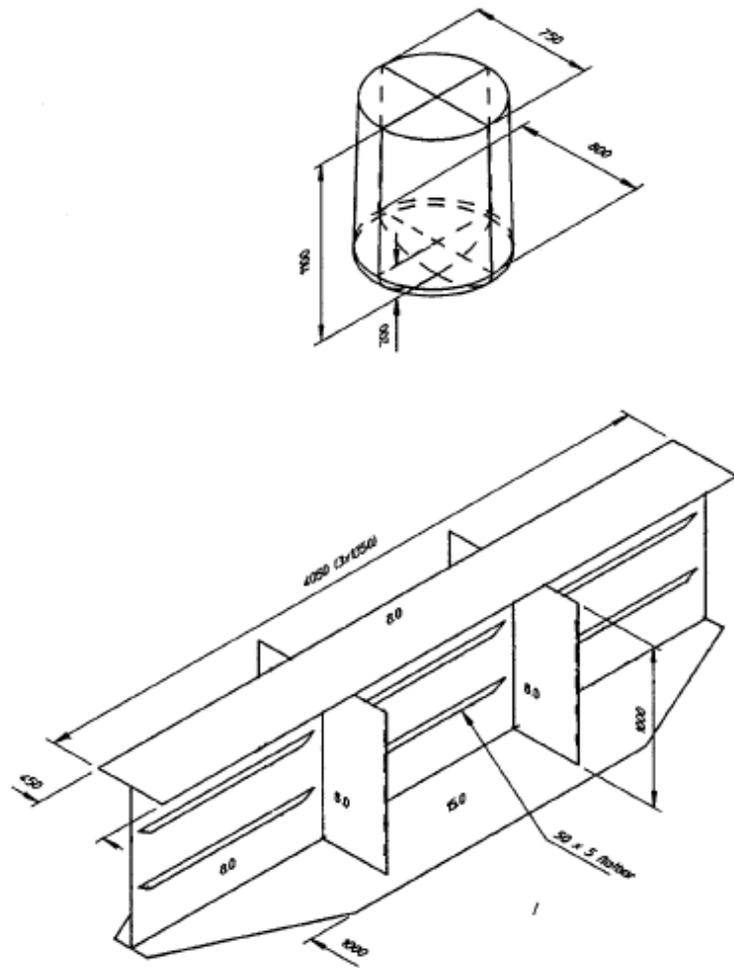


Рис. 12. Размеры тестовой модели в эксперименте Qvist [29]



Рис. 13. Результат воздействия стального шара на бортовой стрингер [29]

При моделировании данной задачи используются оболочечные и твердотельные четырехузловые элементы для стрингера и шара соответственно. Материал судового набора – нелинейный изотропный для набора. Шар рассматривается как недеформируемое тело. Характерный

размер элементов шара и стрингера 0,05 м и 0,025 м соответственно. Нижняя часть стрингера жестко закреплена. Начальная скорость шара 10 м/с, вектор скорости проходит через середину конструкции. Действие силы тяжести сонаправленно с вектором скорости.

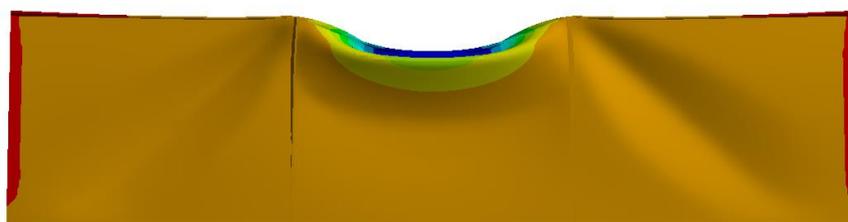


Рис. 14. Результат расчета парения стального шара на бортовой стрингер

Метод	Глубина проникновения в конце взаимодействия (мм)
Эксперимент	175
Расчет Zhang	171
Расчет по МКЭ	171

Таблица 4. Сравнение глубины проникновения для разных методов расчета

По результатам глубины проникновения индентора, приведённым в таблице 4, можно заключить, что численный расчет показывает хорошую точность. Отличие от эксперимента 2%.

Значение поглощенной энергии в расчетах Zhang и МКЭ практически совпадает и составляет 137,5 и 139,5 МДж соответственно.

Значения, полученные при помощи метода конечных элементов, хорошо согласуются с экспериментальными данными и результатами аналитического расчета. МКЭ хорошо показал себя при решении контактных задач ударного взаимодействия.

### 3.3. Моделирование динамического разрушения горизонтального перекрытия жестким клином

В соответствии с результатами расчётов, выполненных в главе 2, при столкновении судов основная часть энергии поглощается горизонтальными перекрытиями. Поэтому при моделировании столкновения, начать необходимо с процесса разрезания горизонтальной пластины. Данная проблема является хорошо изученной, проведены и описаны эксперименты по так называемому чистому разрезу неподкрепленной пластины жестким клином [26] и по разрезанию подкрепленной пластины с образованием складок перед клином [28]. Кроме этого получены аналитические решения и проведено численное моделирование процесса [43].

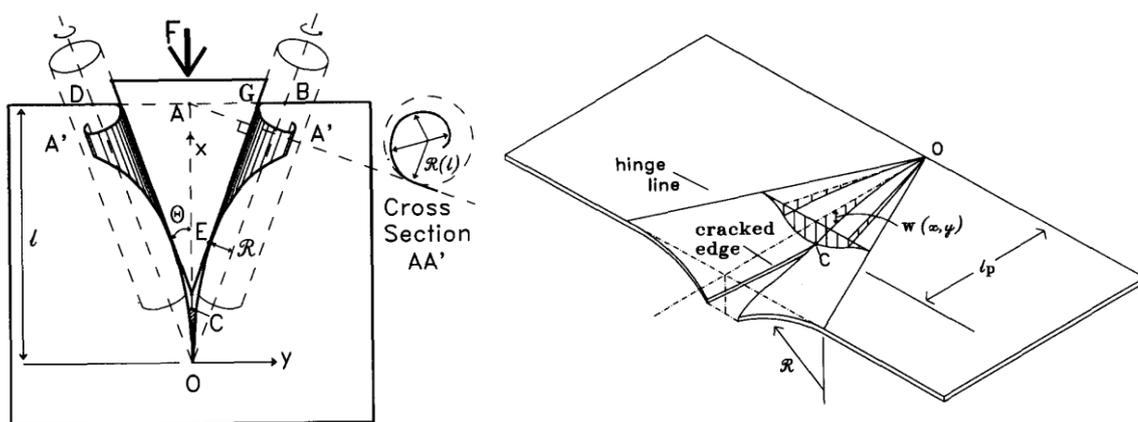


Рис. 15. Механика процесса разрезания пластины жестким клином [26]

Механика процесса разрезания сложна, она должна учитывать пластическое течение материала пластины в зоне контакта, вязкое разрушение, трение между клином и пластиной, смятие пластины, скручивание кромок в зоне разрезания. На рис.15 изображена механика процесса разрезания пластины клином. Далее в представленной работе приводятся результаты конечно-элементного моделирования процесса разрезания пластины жестким клином при разных параметрах, реализуемых при столкновении судов. Результаты расчета сопоставляются с данными, полученными экспериментально, аналитически и численно на основе метода конечных элементов.

Расчет выполнялся для пластины прямоугольной формы, и клина с углом

заострения  $2\theta$ , схема модели представлена на рис. 16(а). Три кромки пластины жестко заделаны, а кромка со стороны клина свободная. Жесткий клин высотой 305 мм и шириной 70 мм ударяется в середину пластины с постоянной скоростью 5 м/с. Коэффициент статического трения 0,2, коэффициент динамического трения 0,1.

Использовалась модель упругопластического материала. Скорость деформирования учитывалась в соответствии с моделью Купера-Саймондса (8). Пластина и клин моделировались оболочечными четырехузловыми элементами. Характерный размер элементов 5 мм. Характеристики материала пластины:

$$E = 210 \text{ Гпа}, \quad \sigma_0 = 225 \text{ Мпа}, \quad E_{tan} = 1 \text{ Мпа}, \quad \nu = 0.3,$$

$$\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \beta = 0, \quad C = 40, \quad p = 5.$$

Предельное значение эффективных пластических деформаций 0,25 [29]. Оно подбирается экспериментально, чтобы лучше соответствовать реальному поведению и лежит в пределах от 0,1 до 0,25. Расчетная модель представлена на рис. 16(б).

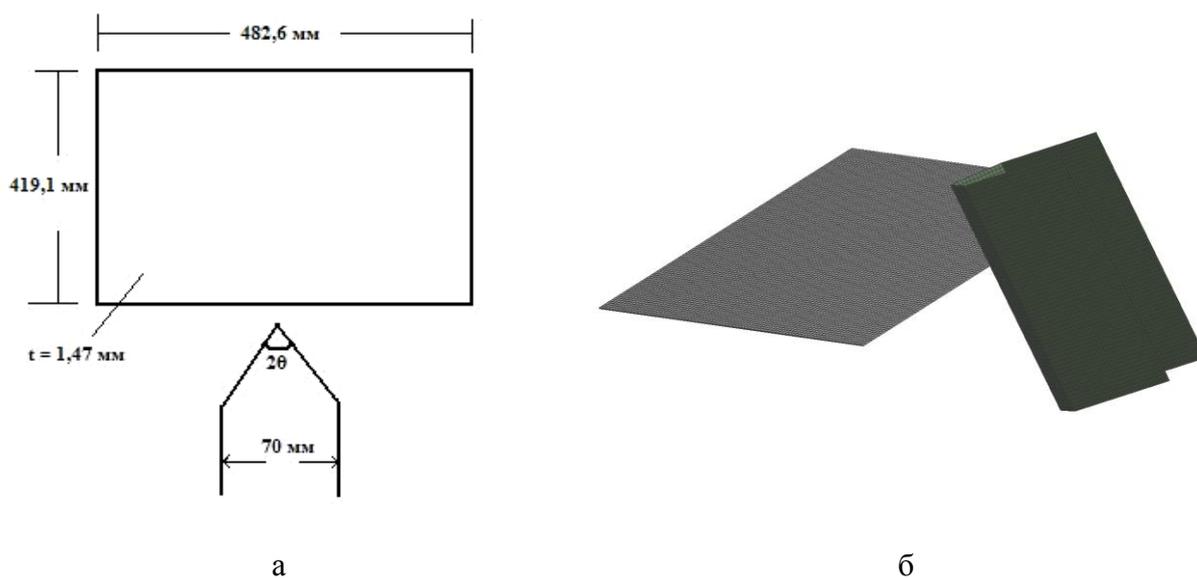


Рис. 16. а) – Схема разрезания пластины клином [37]; б) – Конечно-элементная модель разрезания пластины жестким клином

Вычисления проводились при различных значениях угла наклона клина  $\alpha = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$  и угла заострения  $2\theta = 40^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ .

### 3.4. Анализ полученных результатов по разрезанию пластины

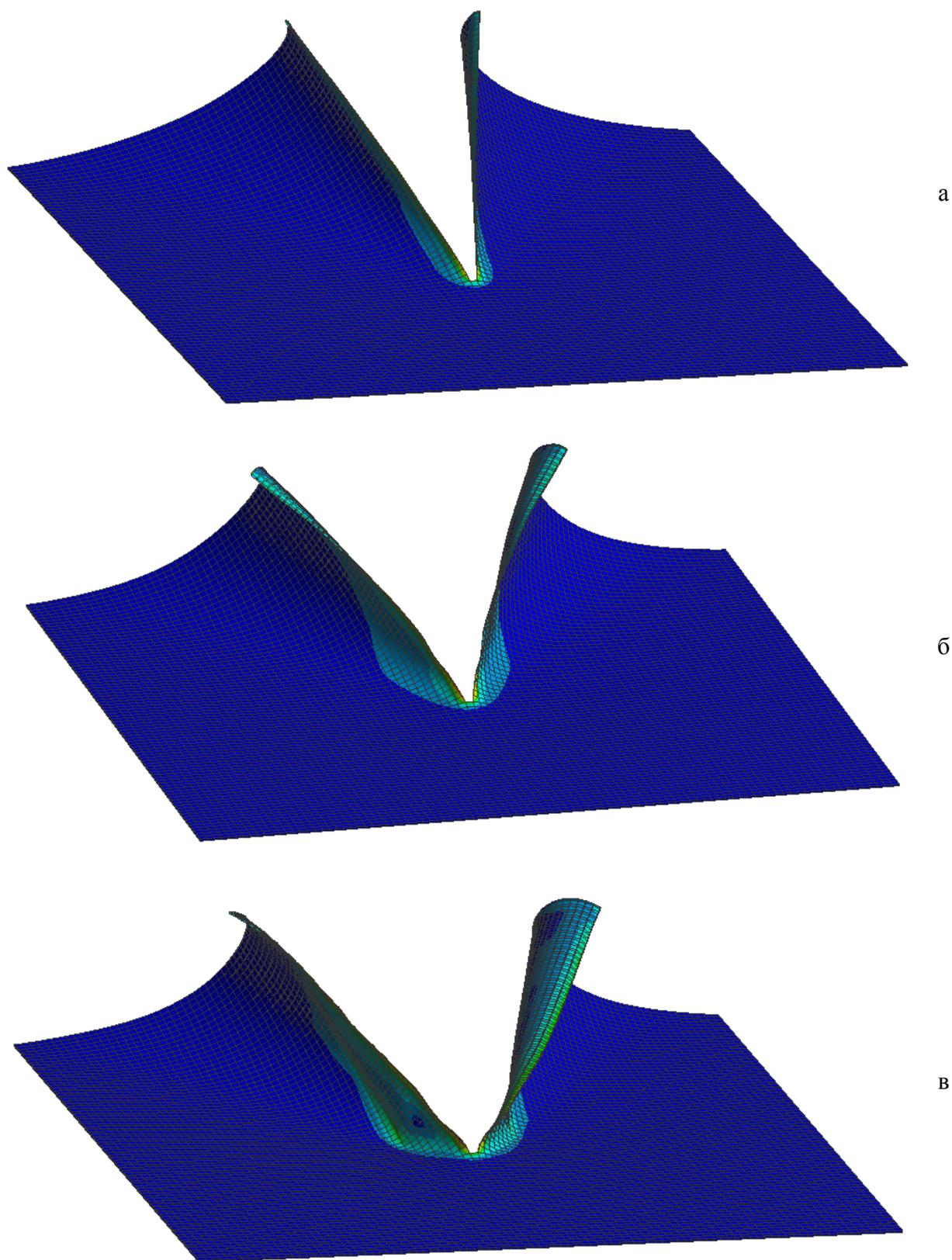


Рис. 17. Результаты расчета процесса разрезания пластины клином, наклоненным под углом  $\alpha = 20^\circ$ , для разных углов заострения а)  $2\theta = 40^\circ$ , б)  $2\theta = 60^\circ$ , в)  $2\theta = 80^\circ$

Из результатов расчета, представленных на рис.17, видно, что форма разреза сильно зависит от угла заострения клина, с увеличением угла, расширяется зона деформирования. Результат разрезания качественно совпадает с результатами, представленными в работе Мьинт (рис. 18, а – в) [37]

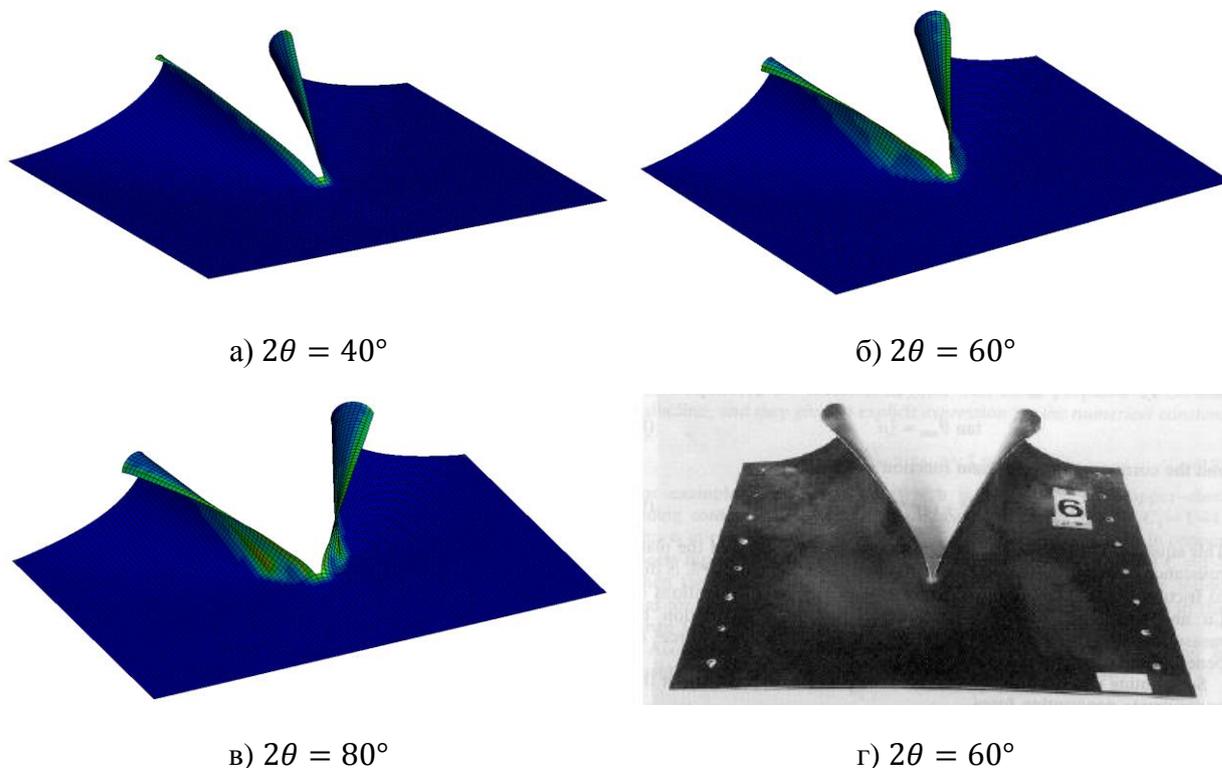


Рис. 18. а) – в) Результаты расчета по МКЭ, полученные Мьинтом [37],  
г) – эксперимент Вержбицкого и Томаса [26]

Эксперимент по разрезанию неподкрепленной пластины жестким клином проводился для клина с углом наклона  $\alpha = 20^\circ$  и углом заострения  $2\theta = 60^\circ$  рис. 18(г). Для данной модели получены также аналитические результаты. На графиках представлена сила контакта, измеренная на клине рис. 19.

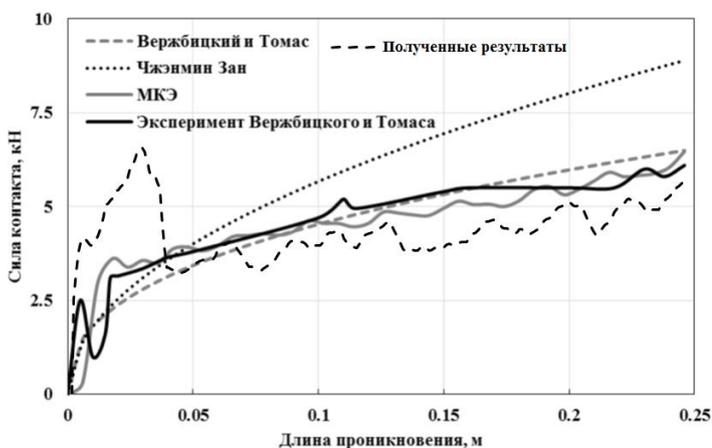


Рис. 19. Зависимость силы контакта от глубины проникновения клина

Средние значения для описанных выше методов, и представленного решения приводятся в таблице 5.

Метод расчета	Среднее значение силы контакта (кН)	Погрешность
Метод Вержбицкого и Томаса	4,60	14%
Метод Чженмина Зана	5,89	46%
МКЭ результаты Мьинта	4,52	12%
МКЭ полученные результаты	4,41	9%
Эксперимент Вержбицкого и Томаса	4,04	0%

Таблица 5. Среднее значение контактной силы для разных методов

Характер поведения контактной силы похож на экспериментальный, но имеет некоторые возмущения. В частности, пик в начале взаимодействия, вызванный необходимостью разрушения первого элемента для образования трещины. Из-за этого происходит изгиб пластины и значительно растет контактное взаимодействие. Судя по характеру графика, начиная с некоторой глубины, устанавливается определенный режим разрезания пластины. В целом график повторяет поведение кривых контактной силы, полученных экспериментально и при помощи МКЭ. Кроме характера поведения графика, хорошую корреляцию с экспериментом имеет среднее значение контактной силы. Погрешность с экспериментом составляет порядка 9%, что даже лучше аналогичных вычислений, представленных в работе Мьинт.

Таким образом, на основе проведенного анализа рассматриваемое решение с использованием МКЭ может применяться для дальнейшего решения задач оценки аварийной прочности корпусных конструкций судов в процессе столкновения.

Ниже приводятся результаты расчета по разрезанию пластины клином для других углов наклона и разных углов заострения.

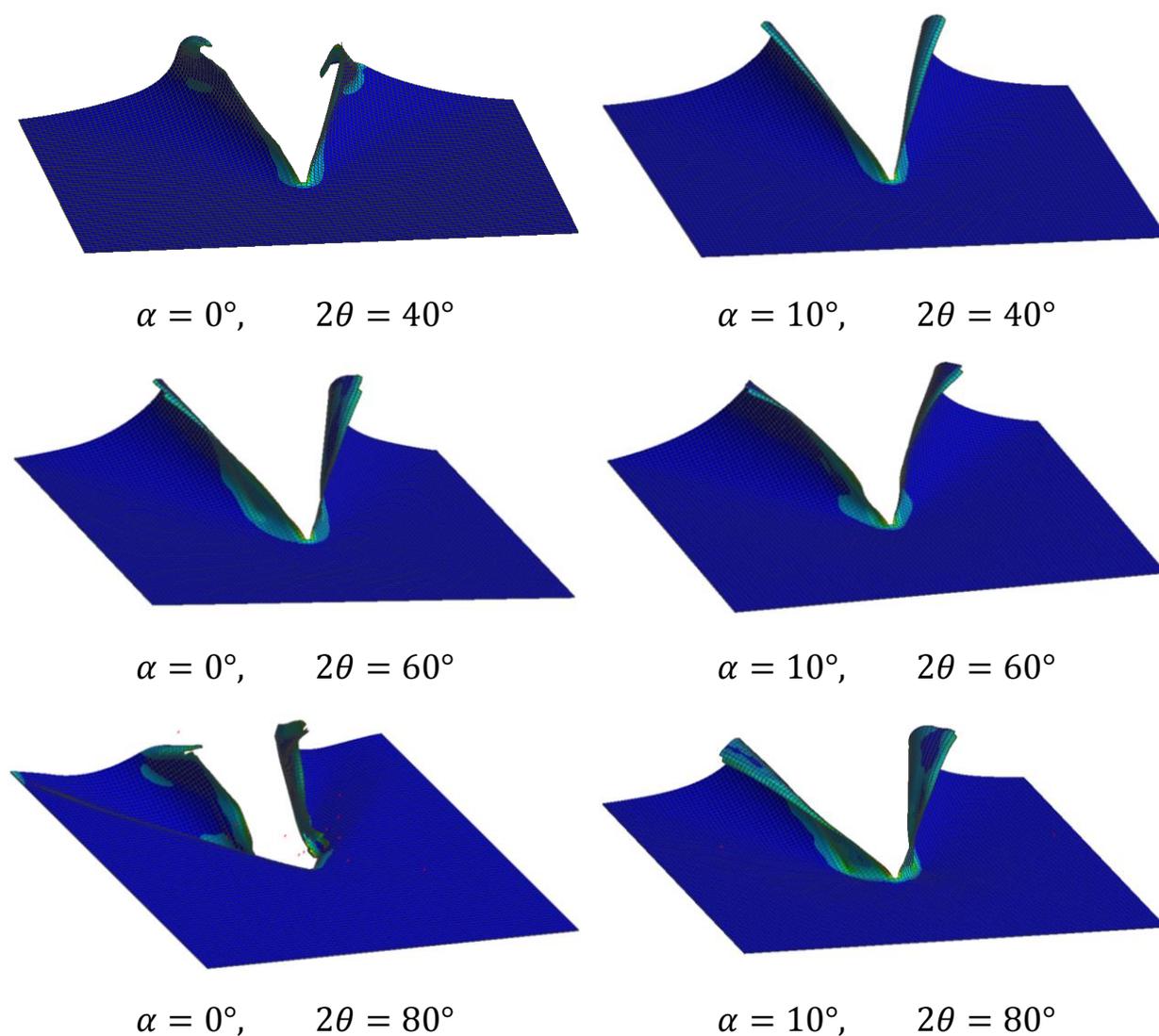


Рис. 19. Результаты расчета процесса разрезания пластины клином с углом наклона  $0^\circ$  слева и  $10^\circ$  справа, для разных углов заострения

По результатам расчета на рис. 19 видно, что с увеличением угла заострения увеличивается зона деформирования. Также вариации угла наклона вносят изменения в характер разреза. При нулевом угле наклона клина незначительно меняется характер разрушения. Процесс деформирования начинается с разрушения элементов в некоторой области контакта и только потом переходит к чистому разрезу. Клин с углом заострения  $80^\circ$  не переходит к чистому разрезу, оставляя за собой рваную зону деформирования.

### 3.5. Моделирование динамического разрушения горизонтального перекрытия со складыванием гармошкой

Другой процесс, часто реализуемый при столкновении судов, это разрезание с образованием складок перед клином с отрывом на удаленных границах. Он реализуется, если угол наконечника клина тупой или закругленный, а отношение ширины деформируемой зоны  $b$  к толщине  $t$  находится в диапазоне 30 – 60 рис. 20(а) [37]. Эксперимент по разрезанию со складыванием гармошкой перед клином описан в работе Yahiaoui [28]. Результат проведенного эксперимента представлен на рис. 20(б).

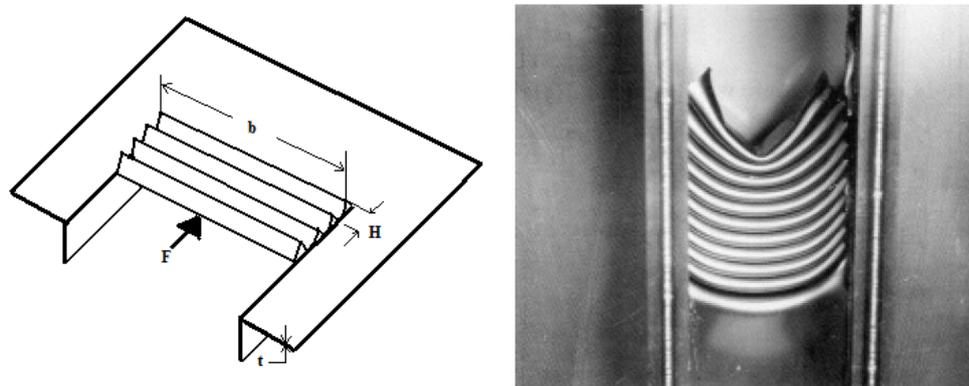


Рис. 20. Процесс разрезания со складыванием гармошкой перед клином, а) – схема процесса [37], б) – эксперимент Yahiaoui [28]

Верификация расчетной модели для случая разрезания с образованием складок перед клином проводилась для пластины, описанной в эксперименте. Модель симулирует участок палубного перекрытия, состоящего из пластины, подкрепленной таврами. Длина пластины 540 мм, ширина 356 мм, толщина 1,12 мм, расстояние между балками 54 мм. В середину пластины, между балками ударялся твердый клин шириной 20 мм с углом заострения  $2\theta = 90^\circ$  и закругленным наконечником радиусом 2,4 мм, наклоненный под углом  $\alpha = 10^\circ$  в направлении движения с постоянной скоростью 5 м/с. Схема модели пластины и клина представлена на рис. 21. Расчетная конечно-элементная модель с приложенными граничными условиями изображена на рис. 22.

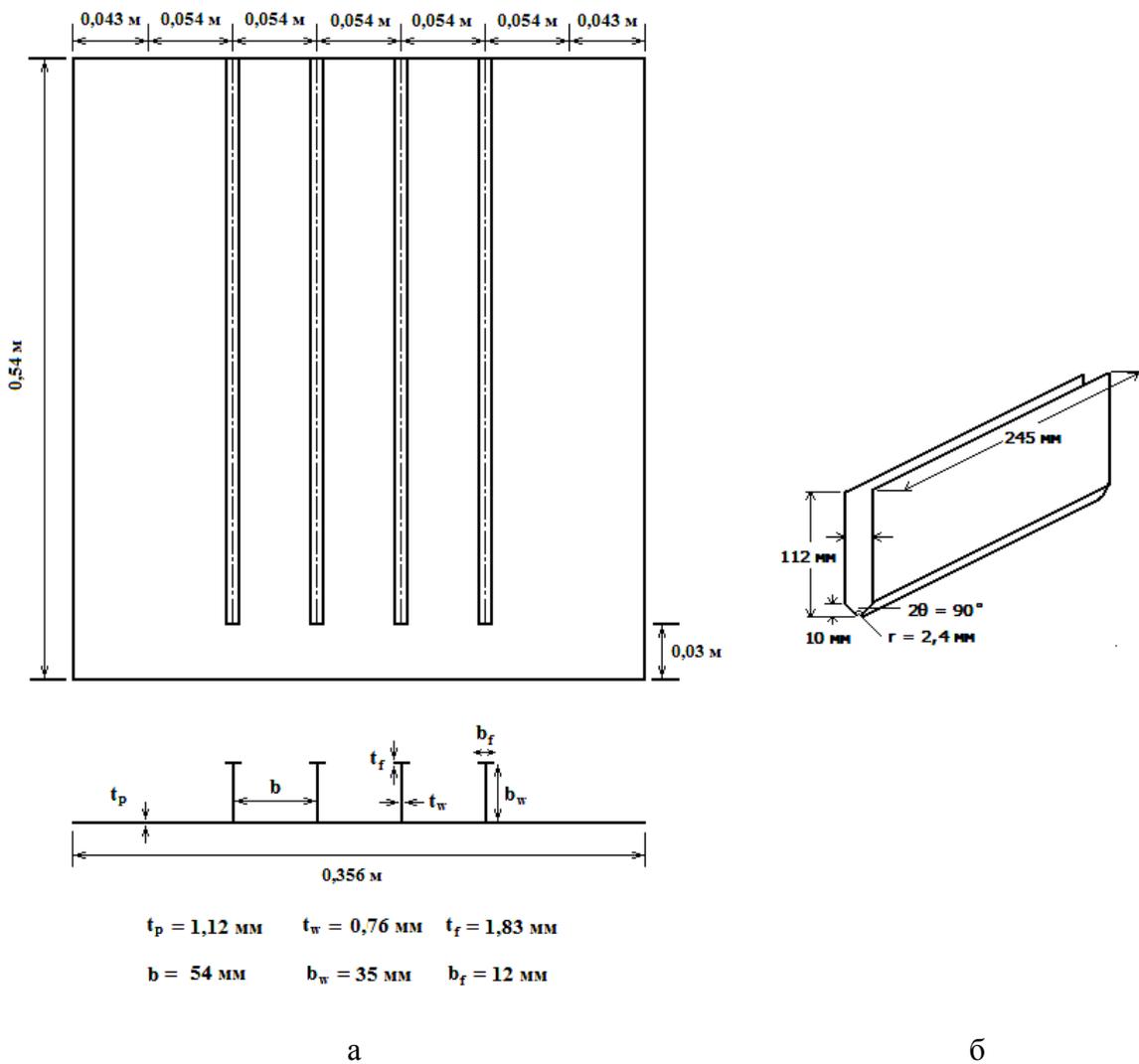


Рис. 21. Схема модели перекрытия (а) и модели клина (б) для проведения исследования разреза со складыванием гармошкой [37]

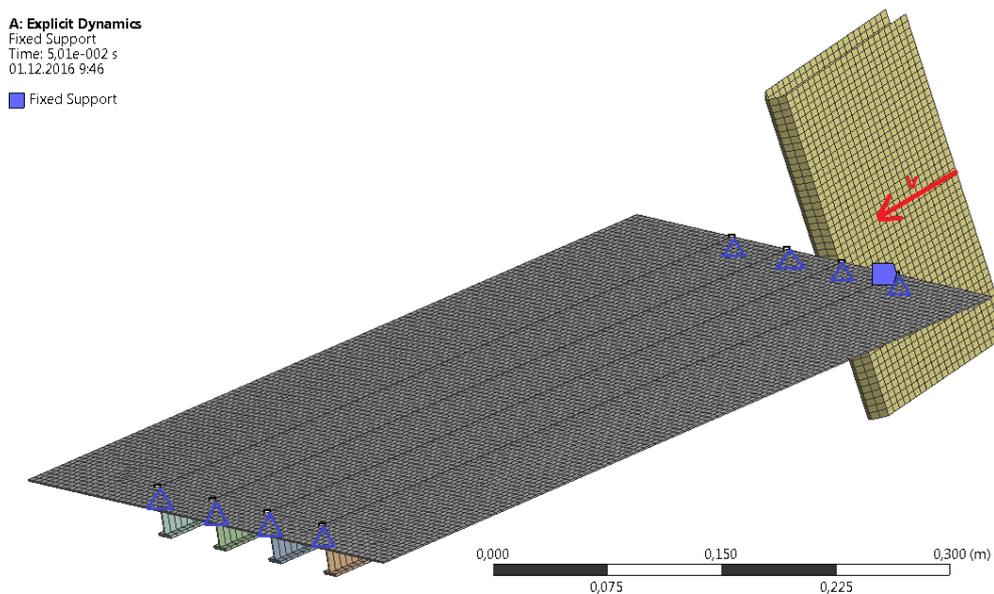


Рис. 22. Конечно-элементная модель разрезания подкрепленной пластины жестким клином

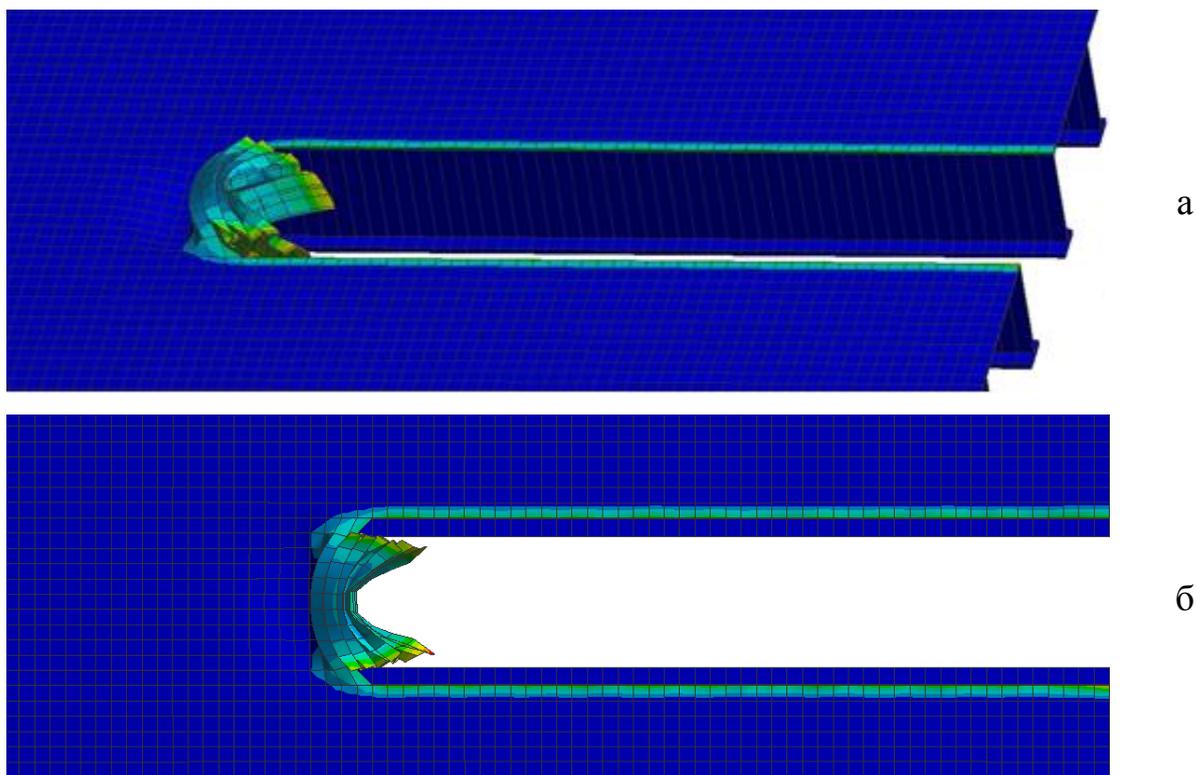


Рис. 23. результаты расчета разрезания пластины со складыванием гармошкой перед клином, а) вид аксонометрии, б) вид сверху

На рис. 23 видно, что разрыв происходит по линиям подкрепления балок, пограничные элементы разрушаются одновременно, образование складок идет в постоянном режиме. Сила реакции в процессе разрезания увеличивается, достигая пика, а затем уменьшается, что означает образование разрыва и переход к формированию новой складки. Каждый пик отвечает за формирование одной складной волны длиной  $2H$ . Сопоставление силы реакции, полученной в представленной работе, с экспериментальными данными и решением Мьинта при помощи МКЭ представлено на рис. 24.

Метод расчета	Длина складной волны (мм)	Сила реакции (кН)
Метод Вержбицкого и Томаса	8,30	7,42
Метод Чженмина Зана	12,40	10,07
МКЭ результаты Мьинта	6,39	8,36
МКЭ Полученные результаты	14,06	8,05
Эксперимент Яхиаоуи	6,05	8,50

Таблица 6. Длина волны и среднее значение силы реакции для разных методов

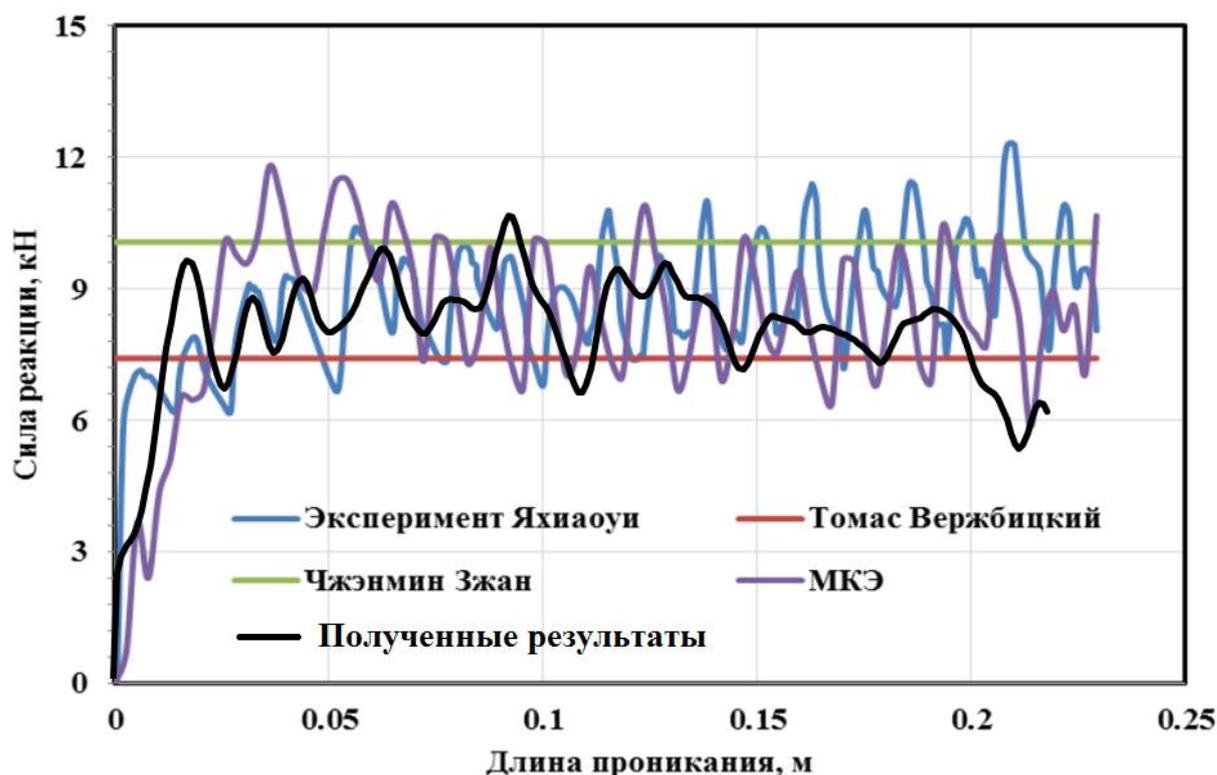


Рис. 24. Зависимость силы реакции от глубины проникновения клина, для процесса разрезания со складыванием гармошкой

В таблице 6 приведены значение длины складной волны и среднее значение контактной силы, полученные разными способами. По данным таблицы 6 можно заключить, что метод Вержбицкого и Томаса дает нижнюю оценку силы реакции, метод Чжэнмина Зжана верхнюю. Решение Мьинта при помощи МКЭ наилучшим образом коррелирует с экспериментальными данными. Полученное решение отражает характер поведения пластины при разрезании с образованием складок перед клином. В графике силы реакции присутствуют пики, показывающие образование складной волны. Однако достаточного количества складок не образуется, тем самым растет длина каждой складной волны. Отличие среднего значения контактной силы от эксперимента составляет порядка 5,6%. Результаты, полученные при помощи МКЭ лучше аналитических результатов, но все же должны быть доработаны, чтобы лучше коррелировать с экспериментальными данными. Вероятно, проблемы возникают при добавлении балок в топологию модели.

## Выводы

Для построения конечно-элементной модели ударного взаимодействия в процессе столкновения судов в данной работе были рассмотрены и смоделированы следующие задачи:

- 1) Столкновение бульбообразного носа судна с бортовыми конструкциями.

В результате деформирования наблюдается прогиб верхней пластины и смятие подкрепляющей её вертикальной переборки. Отличие глубины проникновения от экспериментальной составляет 2%.

- 2) Чистый разрез неподкрепленной пластины.

В процессе разрезания наблюдается закручивание кромок пластины, образование и распространение трещины перед клином. Результаты расчета показали хорошую корреляцию с экспериментальными данными. Среднее значение контактной силы в расчете отличается от экспериментальной на 9%. При уменьшении угла наклона клина, как и при увеличении угла заострения, разрезание начинается не сразу, а после некоторого разрушения в контактной зоне.

- 3) Разрез подкрепленной пластины с образованием складок перед клином.

В процессе разрушения наблюдается отрыв материала пластины по краям области в местах подкрепления баками и образование складок перед клином во время всего процесса деформирования. График контактной силы в расчете отражает характер её поведения в эксперименте (образование пиков и спадов в момент отрыва материала на границах). Среднее значение контактной силы в расчете отличается от эксперимента на 5,6%.

## **Заключение**

В работе были рассмотрены и решены задачи по локальному разрушению элементов судна. Разработана конечно-элементная модель, учитывающая пластическое деформирование и разрушение в зоне контакта. Она была верифицирована на экспериментальных данных по разрезанию и смятию палубных и бортовых перекрытий. В дальнейшем полученную модель можно использовать для моделирования процесса столкновения судов и анализа напряженно-деформируемого состояния корпусных конструкций таранимого судна.

## Список литературы

1. Amdahl J. Energy absorption in ship-platform impact // Norwegian Institute of Technology, Report №. UR-83-34. 1983. P. 195-203.
2. Amdahl J., Kavlie D. Experimental and numerical simulation of double hull stranding // DNV-MIT workshop on Mechanics of Ship Collision and Grounding. 1992. P.100-103.
3. Bae D.M., Prabowo A.R., Cao B., Sohn J.M., Zakki A.F., Wang Q. Numerical simulation for the collision between side structure and level ice in event of side impact scenario // Latin Am. J. Solids Structure. 2017. V. 13. P. 2991–3004.
4. Calenciug A., Radu G.N. Design and FEA crash simulation for a composite car bumper // Bulletin of the Transilvania University of Braşov Series III: Mathematics, Informatics, Physics. 2012. Vol. 5, No. 54, P. 1-12.
5. Chi Chen Ice-Ship Collision in the Arctic Region // Master's Thesis in the Nordic Master in Maritime Engineering. 2015. 126 p.
6. Haris S., Amdahl J. Analysis of ship-ship collision damage accounting for bow and side deformation interaction // Marine Structure. 2013. V. 32. P. 18–48.
7. Jankowiak T., Lodygowski T. Smoothed particle hydrodynamics versus finite element method for blast impact // Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences. 2013. V. 61, No. 1. P. 111–121.
8. Jones N. (1979): A literature survey on the collision and grounding protection of ships // Ship Structures Committee. 1979. 90 p.
9. Jones N., Wierzbicki T. Structural Crashworthiness and Failure // Third International Symposium on Structural Crashworthiness. 1993. 528 p.
10. Jackson K.E., Fasanella E.L. Test-Analysis Correlation of a Crash Simulation of a Vertical Drop Test of a Commuter Category Aircraft // International Journal of Crashworthiness. 2005. V. 10. N. 2. P. 157-169.
11. Kitamura O., Endo H. Collision Simulations of an Exclusive Ship of Spent Nuclear Fuels // International Workshop on Utilization of Nuclear Power in Oceans. 2000. PP. 213-221.

12. Kuroiwa T. Numerical Simulation of Actual Collision and Grounding Experiments // International Conference on Design and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships. 1996.
13. Hong L., Amdahl J. Rapid assessment of ship grounding over large contact surfaces // Ships and Offshore Structures. 2012. V. 7. No. 1. PP. 5–19.
14. Liu Y., Chang K. Nano-Optical Device Design With the Use of Open-Source Parallel Version FDTD and Commercial Finite Element Package // International Conference on eScience. 2012. P. 45-48.
15. Lu G., Callidine C.R. On the cutting of a plate by wedge // Int. J. of Mechanical Science. 1990. V. 32. №4. P. 293-313.
16. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using Ansys. Springer. 2015. 657 p.
17. McDermott J., Kline R., Jones I., Maniar N., Chiang W. Tanker Structural Analysis for Minor Collisions // SNAME Transactions. 1974. P. 219-225.
18. Minorsky V. U. An analysis of ship collisions with reference to protection of nuclear power plants // Journal of Ship Research №8, 1959. P. 1-4.
19. Paik J.K., Cutting of a longitudinally stiffened plate by a wedge // J. of Ship Research. 1996. Vol. 38, No. 4. P. 340-348.
20. Prabowo A.R., Bae D.M., Sohn J.M., Zakki A.F. Evaluating the parameter influence in the event of a ship collision based on the finite element method approach // Int. J. Technol. 4. 2016. P. 592–602.
21. Prabowo A.R., Bae D.M., Sohn J.M., Zakki A.F., Cao B., Cho J.H. Effects of the rebounding of a striking ship on structural crashworthiness during ship-ship collision //Thin-Walled Struct. 115. 2017. P. 225–239.
22. Prabowo A.R., Bae D.M., Sohn J.M., Zakki A.F., Cao B., Wang Q. Analysis of structural behavior during collision event accounting for bow and side structure interaction // Theor. Appl. Mech. Lett. 7. 2017. P. 6–12.
23. Qvist, S., Nielsen K. B., Shmidt M. H., Madsen S.H. Ship Collision Experimental and Numerical Analysis of Double Hull Models// 9<sup>th</sup> DYMAT Technical Conference 1995.

24. Reckling K.A. Mechanics of minor ship collisions. *Int. J. Impact Engineering*. 1997. Vol. 1, No. 3, P. 281-299.
25. Vaughan H. Bending and Tearing of Plate with Application to Ship-Bottom Damage. *Naval Architects*. 1978. Vol. 3. P. 97-99.
26. Wierzbicki T., Thomas P. F. Closed-form solution for wedge cutting force through thin metal sheets // *International Journal of Mechanical Sciences*. 1993. Vol. 35. P. 209–229.
27. Woisin G. Konstruktion gegen Kollisionseinwirkungen. // *Schiff und Hafen* №12, 1979, S.1059-1069.
28. Yahiaoui, M., Bracco, M., Little, P. and Trauth K. Experimental studies on scale models for grounding, Joint MIT-Industry Program on Tanker Safety, Report No. 18, Department of Ocean Engineering, MIT (Jan. 1994).
29. Zhang S. The mechanics of ship collision. Technical University of Denmark. Lyngby. 1999. 117 p.
30. Кавардак А., Черных М., Чурилов А., Журавлев А. Расчет трубопроводной арматуры. Часть I. Преимущества расчета современными методами // *САПР и графика*. 2016. № 3. С. 63-65.
31. Курант Р., Фридрихс К., Леви Г. О разностных уравнениях математической физики // *УМН* 1941. № 8. С. 125—160.
32. Лепп Ю. Ф. Оценка энергоемкости бортовых конструкций танкеров при столкновениях // *Судостроение*. 1941. № 8. С.6-9.
33. Лепп Ю.Ф. Учет энергопоглощающей способности борта крупнотоннажных танкеров при столкновении // *Вопросы судостроения, сер. Проектирование судов*. 1978. вып. 17. С.115-120.
34. Лепп Ю. Ф. Оценка защищенности грузовых помещений судов от повреждений при столкновениях // *Судостроение*. 1980. № 5. с.10-13.
35. Лепп Ю. Ф. Танкеры, не загрязняющие море при катастрофах // *В сб. человек, море, техника*. Судостроение. 1982. с.197-206.
36. Методические рекомендации по расчету прочности защитных оболочек и конструктивной защиты АЭУ. Отчет ФГУП «Крыловский государственный

- научный центр». 1982.
37. Мьинт А. К. Численное моделирование процессов деформирования и разрушения днищевых конструкций судна при посадке на мель: дис. канд. тех. наук: СПб. 2014. 198 с.
  38. Нестеров А.Б. Исследование эффективности конструктивной бортовой защиты при аварийном столкновении судов // В сб. Вопросы судостроения, сер. Проектирование судов. 1984. Вып.40. С.46-52.
  39. Нестеров А.Б. Проблема регламентации сценариев аварийной ситуации и сопоставительного анализа аварийной прочности перспективных газозовов // Труды ЦНИИ им.акад.А. Н. Крылова. 2011. Вып. 65 (349). С.27-36.
  40. Нестеров А.Б. Решение проблем аварийной прочности и экологической безопасности судов для морской транспортировки токсичных грузов за счет совершенствования судокорпусных конструкций. дисс. д-р. тех. наук. 05.08.01. СПб. 2013. 374 с.
  41. Расчет объемов повреждений при столкновениях судов. Отчет ФГУП «Крыловский государственный научный центр». 2007.
  42. Родионов А.А., Го Цзюнь. Численное моделирование разрушения корпуса таранимого судна // Конференция по строительной механике корабля, посвященная памяти профессора П.Ф. Папковича. 2009. С.65-66.
  43. Родионов А.А., Мьинт А.К. Моделирование процесса разрезания стальной пластины // Труды Крыловского государственного научного центра. 2013. Вып.75 (359). С.132-138.
  44. Статистические данные: [http://www.mlit.go.jp/jtsb/statistics\\_mar.html](http://www.mlit.go.jp/jtsb/statistics_mar.html)