

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**CÁLCULO DE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EN  
CASO DE UNA COLISIÓN ENTRE BUQUES**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO NAVAL**

**JORGE LUIS MARTINEZ FERNANDEZ**

**PROMOCION 2007 – II**

**LIMA – PERÚ**

**2011**

## INDICE TEMÁTICO

<b>PROLOGO</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN</b>	<b>3</b>
1.1 Antecedentes	4
1.2 Objetivos	7
1.3 Relevancia del Problema	8
1.4 Limitaciones	8
1.5 Norma Estándar Norsok	9
1.6 Justificación	11
<b>CAPÍTULO II: ANTECEDENTES EXPERIMENTALES, MATEMÁTICOS Y NUMÉRICOS DE LA ENERGIA DE DEFORMACIÓN Y DE LA COLISIÓN</b>	<b>12</b>
2.1 Introducción	12
2.2 Formulaciones Empíricas y Analíticas	13
2.3 Modelos Experimentales	16
2.4 Modelos Numéricos	18
<b>CAPÍTULO III: CODIGOS EXISTENTES PARA CASOS DE COLISIÓN</b>	<b>21</b>
3.1 Introducción	21
3.2 Desempeño Estructural	22
3.3 Escenarios de colisión de buque a buque en normas, reglas y procedimientos de proyectos	23
3.3.1 Buques de propulsión nuclear	23
3.3.2 Buques que transportan combustible radioactivo	23
3.3.3 Reglas de la Germanischer Lloyd	24
3.3.4 Colisión de buques de gas natural comprimido-Regla DNV	25
3.3.5 Acuerdo europeo sobre transporte internacional de cargas peligrosas por transporte fluvial (ADN)	27
<b>CAPÍTULO IV: VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO</b>	<b>28</b>
4.1 Introducción	28
4.2 Base teórica de la colisión	28
4.3 Descripción del ensayo experimental	31



<b>4.4 Parámetros seleccionados</b>	<b>34</b>
4.4.1 Tipo de elemento	34
4.4.2 Imperfecciones Geométricas	34
4.4.3 Coeficiente de fricción	36
4.4.4 Condiciones de contorno	36
4.4.5 Tipos de contacto	36
4.4.6 Criterios de falla	37
4.4.7 Tamaño del elemento	39
4.4.8 Material	40
<b>4.4 Resultados</b>	<b>43</b>
<b>4.5 Comparación de los resultados</b>	<b>49</b>
<b>CAPÍTULO V: EVALUACIÓN NUMÉRICA</b>	<b>52</b>
5.1 Introducción	52
5.2 Características de los buques empleados en el análisis	52
5.3 Modelo numérico del buque petrolero	53
5.4 Modelo numérico del buque de apoyo Supply vessel(PSV)	55
5.4.1 Cálculo de los coeficientes de masa adicionada.	56
5.4.2 Sistemas de coordenadas del buque	56
5.4.3 Posición del centro de masa del buque.	57
5.4.4 Momento de inercia en Roll,Pitch y Yaw.	57
5.5 Cálculo de la energía de deformación.	58
5.5.1 Escenario de la colisión	59
5.5.2 Cálculo de la energía de deformación crítica media	62
5.5.3 Cálculo de la Velocidad Crítica	63
5.6 Cálculo de la energía disipada calculado por la formulación analítica de Pedersen	63
5.7 Reducción del modelo	65
5.8 Resultados	69
5.8.1 Resultado para el casco BWF(Colisión entre cuadernas/ v=1.8m/s).	69
5.8.2 Resultado para el casco DWF(Sobre una cuaderna/ v=1.8m/s).	72
5.8.3 Resultado para el casco BWF(Colisión entre cuadernas/ v=3.6m/s).	74
5.8.4 Resultado para el casco DWF(Sobre una cuaderna/ v=3.6m/s).	75

5.9 Comparación de los resultados	77
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>79</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>82</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>83</b>
<b>VOCABULARIO DE TÉRMINOS USADOS</b>	<b>89</b>
<b>APÉNDICE A – Salida de Resultados de la Pérdida de la Energía por la Mecánica Externa</b>	
<b>APÉNDICE B – Strengthening against collisions</b>	
<b>APÉNDICE C – Damage Stability and Ship Arrangements</b>	
<b>APÉNDICE D – Part 9 : Rules for Construction, paragraph 3.3.11.2</b>	
<b>PLANOS - Planos del buque petrolero</b>	

## **PROLOGO**

En la actualidad la construcción de buques están dadas por las reglas de diseño que ofrecen las sociedades de clasificación y las organizaciones marítimas. Es importante que estas reglas de diseño garanticen que los buques que se construyen para los niveles de seguridad sean aceptables. Tradicionalmente, el diseño estructural de los buques se basa en el análisis de la distribución de esfuerzos elásticos en la estructura principal que está sujeto a la flexión bajo el efecto de la distribución de la carga y de las olas. Se basa en estas consideraciones que establece un valor para el esfuerzo admisible y se determina el módulo mínimo de la sección media, que deberán cumplir con el Reglamento de las Sociedades Clasificadoras.

Ocurren accidentes en los buques que no se produce por el efecto de las ondas asociadas con el mal tiempo, si no ocurren por colisión o encallamiento. El reconocimiento de esa necesidad hace que desea estudiar la resistencia de la sección parcialmente dañadas del buque con el fin de saber si hay capacidad resistencia residual de la embarcación danificada o si el daño conduce a un pandeo global. El estudio de estas situaciones en el momento del proyecto es oportuno para ajustar la disposición estructural y soportar mejor este tipo de situación.

A continuación se describe un breve resumen de los capítulos desarrollados en la tesis:

En el **primer capítulo** se presenta la introducción del tema, antecedentes, objetivos, relevancia del problema y justificación.

En el **segundo capítulo** se presenta antecedentes de los casos envueltos en colisión de buques.

En el **tercer capítulo** se realizó un resumen de los códigos y normas que existente con respecto al caso de colisión.

En el **cuarto capítulo** se realizó estudios de correlación numérico-experimental que fueron realizados para comparar con nuestro modelo numérico. La parte experimental fue realizado por la TNO ((The Dutch Institute for Applied Physical Research) entre el buque Amatha y el buque Inland Waterway. La modelación numérica es descrita, incluyendo un estudio de sensibilidad de los parámetros para obtener resultados adecuados en un tiempo computacional satisfactorio. En la colisión son considerados criterios de falla, como son el criterio de falla por la Germanisher Lloyd, Peschman y el criterio de deformación plástica equivalente.

En el **quinto capítulo** se estudia un caso de colisión lateral de un "Supply Boat" en la sección media de un buque petrolero, considerando varios escenarios de colisión de acuerdo a la Germanisher Lloyd

Por último, se presenta las conclusiones y recomendaciones de la tesis.

# CAPITULO I

## INTRODUCCIÓN

Tradicionalmente, el proyecto estructural de buques está basado en el análisis de la distribución de esfuerzos elásticos en la estructura principal que está sujeta a la flexión sobre el efecto de la distribución de carga y de las ondas. Y con base en estas consideraciones que se establece un valor para los esfuerzos admisibles y se determina el módulo mínimo para la sección maestra, que debe satisfacer los Reglamentos de las Sociedades Clasificadoras. El proyecto con verificación de la colisión incluiría la simulación de escenarios de colisión más probables y el análisis de los daños causados. Caso los daños sean considerados inaceptables, la estructura debe ser reforzada y en el caso de plataformas, un sistema de protección puede ser adoptado. Uno de los estudios en este sentido es conocer la capacidad de energía deformación de los miembros estructurales cuando ocurran estos tipos de accidentes.

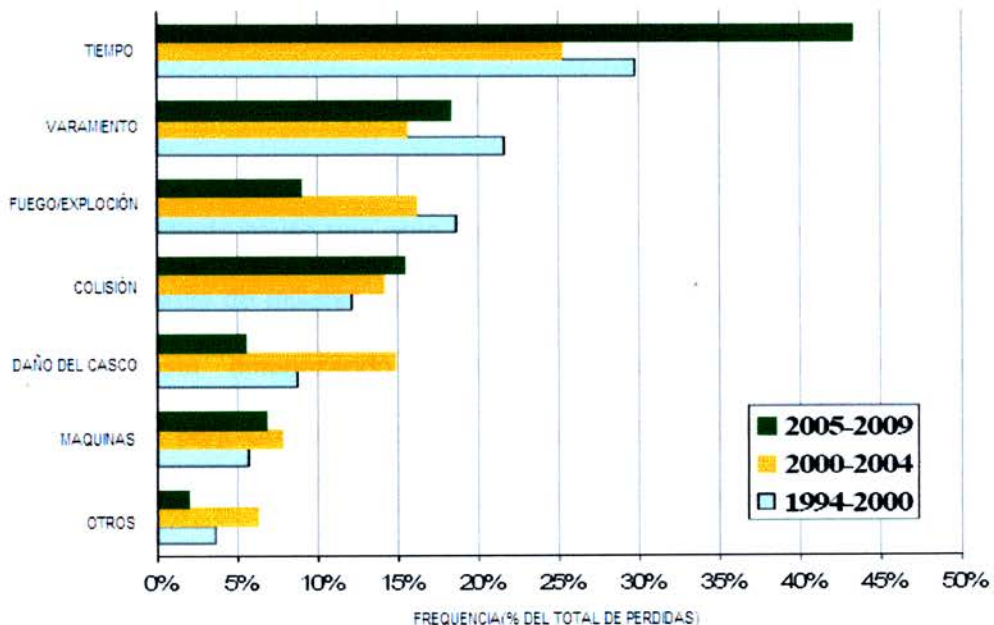
Accidentes potenciales tales como la colisión, encallamiento, impacto debido a la caída de objetos o al mal manejo de embarque de carga/descarga, fuego, explosión, etc, puede resultar un daño estructural, la cual reduce la resistencia estructural o inclusive la pérdida total de la estructura. Accidentes de colisiones y encallamiento resulta típicamente en rasgamiento, arrugamiento, curvamiento,

penetración y estiramiento de la placa. El impacto de caídas de objetos puede causar abolladuras locales o deformaciones permanentes.

### 1.1. ANTECEDENTES

Los buques y plataformas oceánicas están siempre sujetos a accidentes que pueden causar daños leves o daños severos. En el primer caso, las averías no comprometen la estructura de los criterios de proyecto para la aceptación de la estructura global, en el segundo, las averías son más extensas violando estos criterios, pudiendo llevar hasta la pérdida total del buque.

Los resultados de un estudio reciente por la International Union Insurance (IUMI) son mostrados en la Fig. 1.1, donde son especificados los porcentajes de las causas de accidentes con la pérdida total de buques mayores de 500 GT.



**Fig 1.1: Perdida Total por causas para buques mayores que 500 GT (GT: Arqueo bruto)**  
(Fuente: International Union of Marine Insurance IUMI)

El daño ambiental causado por el accidente del buque Exxon Valdez que en la primavera de 1989, transportando 1.48 millones de barriles de crudo, resultó un grave accidente que provocó el derramamiento de un quinto de la carga en la porción nor-este del canal de Prince William, en el Estado Americano de Alaska (Fig. 1.2)



**Fig. 1.2: Navío Exxon Valdez después del desastre**

Este accidente causo una gran polución de petróleo y consecuentemente la muerte de centenas de millares de aves, mamíferos e invertebrados marinos a lo largo de la costa, amenazando seriamente a las comunidades indígenas y causando serios perjuicios a la industria pesquera. El accidente de Exxon Valdez forzó al congreso americano (EEUU) aprobar una rigurosa ley de protección ambiental denominada "Oil Pollution act 1990" (OPA 90), que impone un rígido control ambiental sobre el transporte y almacenamiento de petróleo. De 1989 al 1997, a partir de la vigencia de esta ley, la cantidad total de petróleo derramado en aguas norte americanas declinó de 14 millones de galones para 1.1 millones de galones derramados en 1997.

Según Foss y edvarsen la probabilidad de ocurrencia anual de colisión en una instalación en el mar del norte es: 0.3% para embarcaciones de apoyo, 0.02% para embarcaciones de pesca y entre 0.05% y 0.00008% para embarcaciones de pasajeros. Según Ellinas y Valsgard los daños accidentales en instalaciones de offshore son una preocupación constante debido a los altos costos envueltos por las pérdidas de vidas humanas y materiales.

Los tipos de colisiones que pueden ocurrir son clasificados de acuerdo al nivel de intensidad:

- **Daño Leve:** Son daños moderados que cuando ocurren ,la preocupación principal es de asegurar que la estructura pueda resistir a la colisión sin infringir los criterios de aceptación especificado por la sociedades clasificadoras
- **Daño severos:** Son daños que causan una gran avería o la misma destrucción completa de la plataforma o del buque, no conservando los criterios especificados por las Sociedades Clasificadoras.

En las colisiones con daños leves, los eventos son normalmente considerados como impactos operacionales o impactos accidentales, causados respectivamente por embarcaciones de apoyo durante las operaciones de aproximación. En caso de impactos accidentales es necesario garantizar que la integridad de la estructura no fuera afectada, asegurando que tenga suficiente capacidad de absorción de energía y la integridad global de la estructura no esté perjudicada durante la colisión y que será mantenida en condición damnificada.



En caso de averías localizadas, que resultan apenas en cavidad con una penetración de 10 veces la espesura de la chapa del panel averiado, se debe atender a las instrucciones del inspector de la Sociedad Clasificadora que normalmente consiste en aplicar refuerzos locales, a través de refuerzos seguidos a las reglas aplicables. Sin embargo para grandes averías que resultan con grandes cavidades, con rompimiento del panel de costado, en general son requeridas que sean ejecutadas un análisis de resistencia global que consideran como área no efectiva la región afectada. En este caso es exigida la restauración integral del área averiada con la instalación, si es necesario, de refuerzos internos que garanticen la restauración integral de la resistencia global de la estructura.

En el caso específico del buque petrolero, la realización de reparo implicaría la adopción de un nuevo plano de carga capaz de aliviar el cargamento de la Viga-Buque. Para eso, es necesario vaciar y garantizar la seguridad contra el riesgo de explosión del tanque en la región averiada y tanques adyacentes. Además de eso, en el caso de una colisión con avería en el casco, un nuevo plano de carga como providencia inicial prevista en el plano de contingencia del buque es necesario. Así es posible garantizar a estabilidad y fluctuabilidad del buque petrolero en condición de avería, hasta que un análisis con más criterios y consecuencia del daño con sus respectivos reparos, sean realizados.

## **1.2. OBJETIVOS**

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una metodología para simular la colisión de buques, a partir de parámetros conocidos de la resistencia al impacto (Crasworthines), tales como velocidad, criterios de falla, masa adicionada, geometría, propiedades mecánicas del material, condiciones de carga y estimar la

respuesta de una estructura en relación a la absorción de la energía de deformación crítica de impacto. Para esta finalidad, la tesis considera una parte experimental y una parte numérica para poder validar nuestro modelo. La parte experimental fue hecha por la TNO (The Dutch Institute for Applied Physical Research), para poder simular la parte numérica y comparar con los resultados de la parte experimental. Para ello se hizo uso de un programa de análisis de elementos finitos no lineal ANSYS-LS DYNA, que es bastante utilizado en problemas de impacto.

La aplicación de la metodología para el análisis de la colisión usa como buques de referencia, un buque petrolero de 321 903 ton. y un buque de apoyo "Supply Vessel" de 6 125 ton. Varios escenarios de colisión fueron simulados para determinar la fuerza de impacto entre ambos buques, la energía disipada durante la deformación de la estructura y los daños causados. En la simulación numérica de la colisión se considera el problema como puramente estructural, donde ambos buques son discretizados por malla de elementos finitos usando el programa ANSYS/LS DYNA versión 12.0 para un análisis transiente explícita con no linealidad geométrica y del material.

### **1.3. RELEVANCIA DEL PROBLEMA**

Los modelos de la simulación de la colisión de buques y plataformas son importantes en la fase de proyecto, para garantizar que las partes estructurales con mayor riesgo de ser afectadas con este tipo de accidente, puedan ser escantillonadas de forma más segura o como en el caso de plataformas, permitan el proyecto de otras formas de protección que reduzcan los efectos de eventuales impactos en la estructura.

#### 1.4. LIMITACIONES

Una limitación de este tipo de análisis es el esfuerzo computacional que requiere para este tipo de problema, ya que la simulación va a depender del tamaño del elemento, para que pueda capturar la ruptura del casco, incrementando el costo computacional. La simulación de ambos buques es analizado como un problema puramente estructural fuera de la influencia del problema ondas y el modelamiento es un análisis dinámico transitorio explícito.

Ocurrido la colisión, la entrada de agua y / o flujo de carga ocurre, cambiando las condiciones de carga. Este cálculo no es imposible, pero con un alto nivel de incertidumbre, por la sencillez de este estudio, no fueron considerados dichos efectos.

Los movimientos que son considerados son *surge*, *sway* y *yaw*. Los otros movimientos no son considerados. El efecto del Sloshing no fue considerado en la simulación numérica.

Las cargas internas y externas no fueron consideradas debido a que tiene poca influencia en la resistencia longitudinal global del buque.

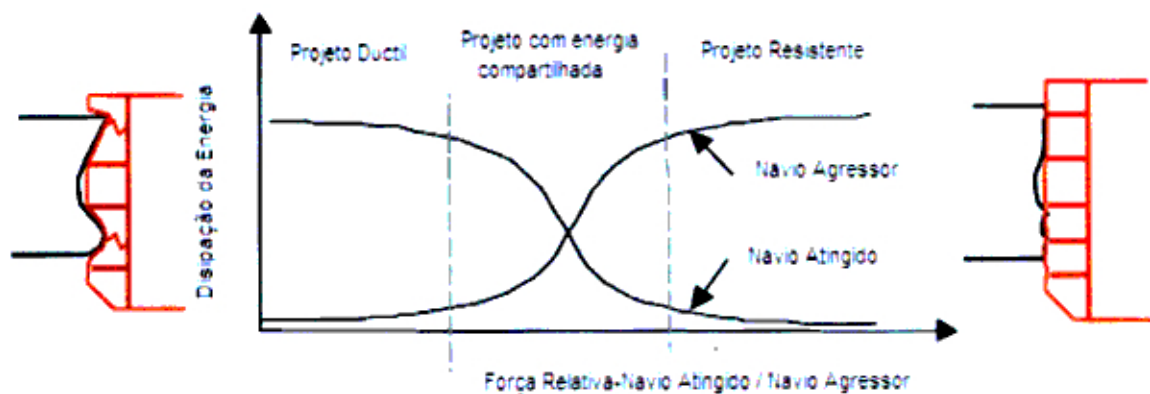
#### 1.5. NORMA STANDARD NORSOK

La Norma Standard Norsok es desarrollado con una amplia participación del de la Industria de petróleo de Noruega representado por The Norwegian oil Industry Association (OIL) y Federation of Norwegian Manufacturing Industries (TBL).

La norma NORSOK standard N-004, Design of Steel Structures sobre la parte de la colisión de buques nos dice que estos accidentes son caracterizados por

la energía cinética que es gobernada por la masa del buque, incluyendo la masa adicionada y la velocidad del buque en el instante del impacto. Dependiendo de la posición de la colisión, una parte de la energía cinética puede ser mantenida como energía de deformación después del impacto. La disipación de la energía en la forma de deformación es calculada de la relación fuerza-penetración. Con la norma NORSOK, para estructuras offshore, específicamente para plataformas fijas, la distribución de la energía de deformación se puede distinguir entre (ver figura 1.3):

- Proyecto resistente
- Proyecto dúctil
- Proyecto con energía compartida



**Fig. 1.3: Distribución de la energía de deformación**

**Proyecto resistente:** Implica que el buque agredido resiste a la colisión con pequeña deformación y el buque agresor tiende a deformarse más y disipar la mayor parte de la energía cinética.

**Proyecto dúctil:** Implica que el buque agredido tiene grandes deformaciones y disipa la mayor parte de la energía cinética.

**Proyecto con energía compartida:** Implica que ambos contribuyen significativamente para la disipación de la energía.

## **1.6. JUSTIFICACIÓN**

Con base en el escenario de los ítems anteriores, encontramos una gran motivación para realizar y desenvolver una metodología específica en análisis para simular una colisión en cualquier programa de elementos finitos. Además de eso, de poder auxiliar en la toma de decisiones, a partir de la ejecución de un análisis global, para la aplicación del plano de contingencia en ocurrencia de una colisión.

## **CAPÍTULO II**

### **ANTECEDENTES EXPERIMENTALES, MATEMÁTICOS Y NUMÉRICOS DE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN Y DE LA COLISIÓN**

#### **2.1 INTRODUCCIÓN**

Actualmente, existe un creciente interés en el estudio y análisis de métodos y procedimientos para el proyecto de buques considerando la ocurrencia de cargas accidentales, en particular para casos de colisión y encallamiento. La naturaleza de esos accidentes impone dos desafíos fundamentales a la comunidad para tratar racionalmente el problema. El primero es comprender el escenario de la colisión que tiene un grado de incertezas que caracterizan estos eventos. El segundo desafío es el cálculo de la estructura para representar con precisión los daños causados y la determinación de sus consecuencias.

Hoy en día, existen organizaciones que establecen un forum para el intercambio de informaciones por especialistas e investigadores relacionados exclusivamente para estructuras marinas, donde la mas conocida es el ISSC (International Ship and Offshore Structures Congress), que es un forum de discusiones relacionado a colisión y encallamiento de buques y el ICCGS (International Conference on Collision and Grounding of Ships).

El objetivo del ISSC(International Ship and Offshore Structures Congress), es facilitar la evaluación y divulgación de los resultados de investigaciones

recientes, hacer recomendaciones para los procedimientos y criterios de proyectos padrón, discutir las investigaciones en andamio y las planificadas, identificar las áreas que requieren futuras investigaciones e incentivar la cooperación internacional en relación a estés objetivos. Desde 1990 se estableció un comité especial para el tema de colisión y encalle de buques.

La ICCGS (International Conference on Collision and Grounding of Ships), es una organización que promueve congresos internacionales cada tres años, iniciados a partir de 1998, hasta ahora realizando cinco eventos en distintos lugares del mundo. Los eventos realizados por estas dos instituciones constituyen las más importantes fuentes de referencia para investigación y estudios realizados en el área de colisión y encallamiento de buques.

## 2.2 FORMULACIONES EMPÍRICAS Y ANALÍTICAS

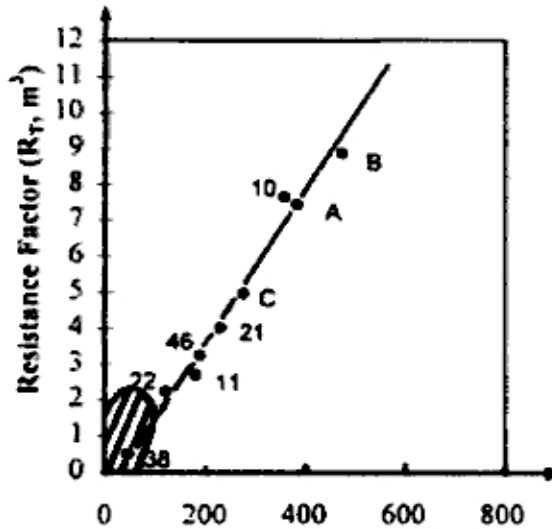
Las primeras publicaciones relacionadas al tema de colisión de buque fue el trabajo realizado por V.U.Minorsky [3] motivado por el surgimiento de nuevos proyectos con plantas de propulsión nuclear, donde la mayor preocupación era prevenir la penetración en caso de una colisión y no ocurriera el vaciamiento de material radioactivo. Minorsky desarrollo la siguiente formulación empírica

$$E = 47.2R_i + 32.7, (MJ) \tag{2.1}$$

$$R_i = \sum P_N L_N t_N + \sum P_n L_n t_n, (m^3) \tag{2.2}$$

Donde  $R_i$  es el volumen del material destruido de ambos buques, es llamado factor de resistencia, E es la energía absorbida,  $P_N$  y  $P_n$  son las profundidades del daño de ambos buques ( buque agresor y del buque agredido),

$L_N$  y  $L_n$  son la longitudes de los daños de los miembros estructurales de ambos buques,  $t_N$  y  $t_n$  son los espesores de los miembros estructurales de ambos buques.



**Fig. 2.1: Correlación original de Minorsky**

En la figura 2.1 presenta la curva empírica entre la relación Energía – Volumen. Esto muestra que de los 26 casos analizados 18 casos presentaron una baja energía. La correlación de los otros 8 casos presentaron una alta energía de colisión, donde resulto buena la aproximación de Minorsky.

La formulación empírica clásica de Minorsky [3] consiste en la división del problema en dinámica externa y la mecánica interna de la colisión. La dinámica externa trata de los movimientos globales de los buques y la interacción con el fluido durante el evento de la colisión. La mecánica interna fue basada en el volumen de acero damnificado, para lo cual se utilizo datos de casos reales de colisión. La formulación de Minorsky fue ampliamente utilizada en muchos cálculos de resistencia de buques a la colisión. A pesar de estas fórmulas empíricas sean útiles en la estimativa rápida de la energía absorbida, en el caso de estructuras nuevas o no representadas en las bases de datos del autor se espera que los resultados no sean muy precisos.



Petersen [4] desarrolló un procedimiento trascendente con expresiones analíticas para simular en el tiempo la dinámica externa de la colisión de buques incluyendo apenas los movimientos en el plano horizontal, es decir, tres grados de libertad: surge, sway e yaw. Además de eso, presentó un modelo matemático que incluía la fricción en el punto de contacto.

Woisin [5] desarrolló un modelo analítico utilizando datos experimentales, donde se asume la colisión entre buques como un problema bidimensional, apenas utilizando fuerzas y movimientos horizontales. Las hipótesis de Woisin son las siguientes:

- El área colisionada puede ser idealizada como un punto de contacto.
- La colisión es perfectamente inelástica.
- Las posiciones relativas de las embarcaciones y las masas adicionales permanecen constantes.
- Las embarcaciones permanecen unidas después del choque.
- La velocidad relativa del punto de contacto después del choque permanece nula.

Así, presentó ecuaciones que permiten establecer la velocidad crítica del buque agresor, en colisiones de embarcaciones en ángulo oblicuo, estudiando la disipación de la energía cinética absorbida y los valores de la masa adicional. Comparando los resultados numéricos con los experimentales, utilizando valores adimensionales, propone la colocación de refuerzos estructurales en casos más críticos.

Kierkegaard [6] desarrolló un método analítico de colisión frontal con iceberg u otros objetos.

Simonsen [7] desarrolló un modelo matemático para predecir la carga sobre la chapa y refuerzos del casco de un buque sujeto a encallamiento.

Zhang [8] desarrolló una formulación simplificada para prevenir el daño estructural de buques en colisión y encalle.

Donghui [9] desarrollo un modelo simplificado de colisión suficiente para prever los daños estructurales utilizando análisis probabilística, que exige millares de simulaciones. Concluyo que, pequeñas mudanzas en el ángulo de colisión pueden causar una diferencia dramática en la penetración y volumen del daño.

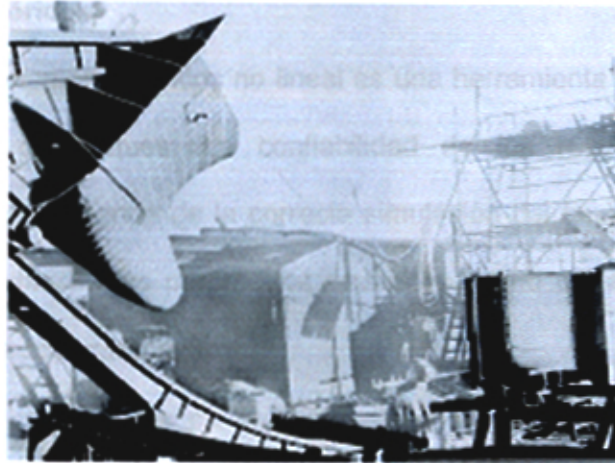
Pedersen [10] presenta una formulación analítica aproximada para el cálculo de la fuerza de impacto y del impulso de impacto durante a colisión.

### **2.3 MODELOS EXPERIMENTALES**

Las complejidades de la mecánica estructural requieren que experimentos sean realizados, principalmente, para el mejor entendimiento de los fenómenos envueltos, visando el desenvolvimiento de las teorías y sus validaciones, así como, validaciones de los modelos en las simulaciones numéricas.

Woisin [5] realizo ensayos experimentales como modelos dinámicos sobre una estructura de un buque con propulsión nuclear realizando el proyecto de una estructura de costado a escala. Doce modelos fueron realizados por Woisin durante el periodo de 1967 hasta 1979. Las escalas de los modelos variaron de 1/12 hasta 1/7.5 (ver Figura 2.1).

En la Fig. 2.1 es presentado una foto del ensayo, donde ilustra la proa del buque agresor deslizando sobre un carril de guías inclinados para impactar contra el modelo de la estructura central de un buque a escala.



**Fig. 2.1 Ensayo de colisión realizado en Alemania (1979)**

Arita [11] realizó estudios experimentales, numéricos y teóricos de un buque nuclear, un transportador de LNG y un petrolero de casco doble. La propuesta fue prevenir la capacidad de absorción de la energía cinética para las deformaciones del buque agresor y agredido.

Paik [12] realizó una serie de ensayos experimentales de corte de una placa con refuerzos, empleando cuñas rígidas.

Vredevelt [1] presentó los resultados de ensayos realizados en el Centre for Mechanical Engineering of Netherlands Organization for Applied Scientific Research. Los objetivos del proyecto fueron los siguientes:

- Medir a fuerza total de colisión.
- Determinar la duración de la colisión.
- Medir los movimientos de ambos buques durante la colisión.
- Medir la penetración.
- Evaluar las deformaciones en el costado del buque.

## **2.4 Modelos Numéricos.**

El método de elementos finitos no lineal es una herramienta poderosa para análisis de colisión de buques. La confiabilidad de los resultados de las simulaciones numéricas depende de la correcta simulación del fenómeno y de las consideraciones realistas de los parámetros involucrados, como criterio de falla del material y condiciones de contorno.

Pedersen [13] desarrolló una herramienta de análisis simplificada de la colisión de buques con el objetivo de estimar los daños estructurales y absorción de la energía, tanto del buque agresor como del buque agredido. La herramienta presentada calcula la dinámica externa y la mecánica interna independientemente, usando un análisis simplificado.

Pedersen [14] estima la energía desprendida como vibración elástica del casco durante la colisión, y demuestra que es un pequeño porcentaje de la energía elástica desarrollada por el impacto de la estructura del buque agredido.

Zhang [15] en su trabajo pretendió establecer un padrón para la evaluación y aprobación alternativa para el proyecto y construcción de buque de carga general descrito en la Regulation 25-1 de SOLAS, Part B-1. Compara la energía de deformación en el caso de la colisión de costado como proyecto estructural reforzado y con proyecto de referencia que satisface los requisitos escritos en la regulación del SOLAS.

Soren Ehlers [16] simula la colisión de tres diferentes estructuras de costado de buques aplicando tres criterios de falla para cada uno. El primer criterio de falla es del Germanischer Lloyd (GL), el segundo criterio es el desarrollado por Peschman

(PES) y el tercero es el criterio de Rice-Tracey e Crockcroft-Latham (RTCL) y los resultados son comparados con resultados experimentales.

Pill [17] propone un método para simular la dinámica externa y la mecánica interna simultáneamente. En el análisis de la colisión son limitadas al plano de agua, esta limitación desprecia las fuerzas de restauración, fuerzas de fluctuación y la gravedad. Este trabajo considera precisamente las componentes de las fuerzas de inercia y las fuerzas de contacto.

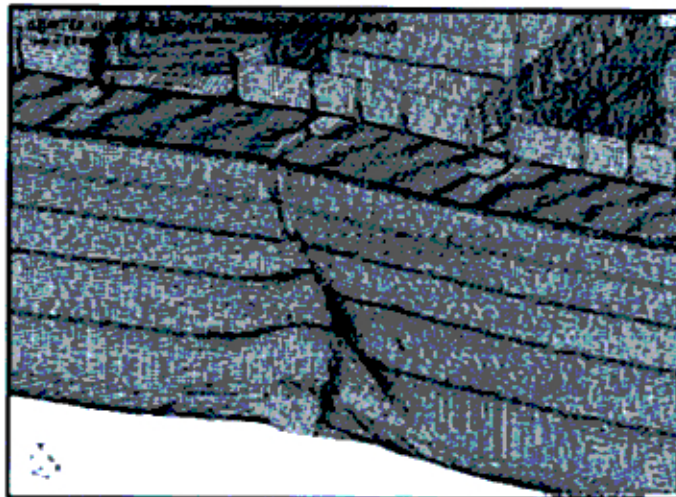
Dimitris [18] desarrolla un criterio de falla en ABAQUS/Explícito (Programa de Análisis de Elementos Finitos). El criterio es ensayado para la convergencia y reproducción de un criterio de falla.

Pumenduk Das [19] en su trabajo tiene como objetivo realizar una comparación entre análisis de colisión para embarcaciones con casco simple y el casco doble y determina los esfuerzos residuales después de la colisión. En su análisis llega a la conclusión que para los buques sometidos al momento flector último en condición de Arrufo, cuando el buque está intacto o con daño, el momento flector es menor que para condición de Quebranto. El criterio de falla utilizado en este trabajo para el cálculo de la máxima deformación plástica fue con el criterio de la Germanisher Lloyd y fue observado que la energía absorbida para la ruptura del casco doble es 10% menor que para el casco simple, sin embargo la máxima energía absorbida en la parte de la bodega (Casco interno del casco doble, casco externo del casco simple) sea 2.2 veces mayor para el casco doble que el casco simple.

Wang [20] muestra una revisión de las investigaciones y análisis relacionada al riesgo del cálculo de colisión de un buque FPSO.

Jorge Peshman [21] hace un estudio numérico usando el programa LS-DYNA simulando el estudio experimental realizado por la Germanisher Lloyd y la Universidad de Hamburgo.

O. Kitamura. [22] apunta varios factores de incerteza envueltos en el análisis simplificado, tales como flexión del casco, velocidad de los buques coludidos, etc., que pueden afectar significativamente a la resistencia al impacto. Demuestra que si la colisión ocurre en la parte central del costado del buque, la flexión horizontal del casco es máxima. Los refuerzos horizontales del buque agredido son expuestos a la compresión global en la dirección longitudinal y la compresión local en la dirección transversal. La estructura danificada es mostrada en la Fig 2.2.



**Fig. 2.2: Estructura de Costado Colisionado en la parte Central del Buque.**

## **CAPITULO III**

### **CODIGOS EXISTENTES PARA CASOS DE COLISIÓN**

#### **3.1. INTRODUCCIÓN**

Desde los años 50, el primer buque mercante accionado por energía nuclear había implementado modelos para predecir el daño de costado envuelto en colisión con otro buque. Debido a calcular el comportamiento del buque en caso de colisión hubo la necesidad de hacer ensayos experimentales, las cuales son descritos por el numero de parámetros tales como la geometría del buque agresor incluyendo la robustez de su proa, la velocidad, orientación relativa de los dos buques, condiciones de mar, etc.

La metodología para el cálculo del comportamiento del buque en caso de colisión es calculado de dos formas: Determinista, por ejemplo, en uno o pocos escenarios de colisiones o puede ser cálculos probabilísticos, por ejemplo, ellos son considerados una función de distribución de uno o más parámetros de la colisión.

En esta parte de va presentar códigos existentes relacionados al tema de colisiones para estructuras marinas flotantes y fijas, informaciones que pueden ser usados para la determinación del nivel de la carga que un buque que puede experimentar en casos de colisión.

La mayoría de esta información fueron extraído del artículo "Scenarios for the Assesment of the collision behavior of ship" por el autor M.S. Samuelides presentado en la International Shipbuilding Progress 55(2008)145-162.

### **3.2. DESEMPEÑO ESTRUCTURAL**

El cálculo del desempeño estructural marino comprende:

- La definición de la carga.
- El cálculo de la respuesta estructural.
- La determinación del nivel de respuesta aceptable.
- La evaluación de la seguridad de la estructura en base a niveles aceptables y respuestas estructurales.

En caso de colisión de buques, la "carga" que es aplicada a la estructura puede ser descrita por un conjunto de parámetros de entrada y no solo referirse a la fuerza, que se aplica sobre la estructura y que depende casi de otros factores, en la rigidez relativa de la estructura que colisionan. En caso de colisión de buque, la carga incluye la velocidad de los buques que colisionan, geometría, ángulo de impacto, orientación relativa entre el buque agresor y el buque agredido, condición de carga (máxima carga o lastre son usualmente consideradas), el calado, el trimado, la forma de la proa, disposición estructural del casco del buque y la proa del buque agresor, condición de mar, viento, la corriente y el nivel de mantenimiento del buque. La respuesta humana puede afectar también a las consecuencias, en particular la posibilidad de ocurrencia y los detalles del propios escenario.

Un enfoque más delicado puede ser considerado la probabilidad de la función densidad de cada parámetro y finalmente calcular el riesgo de la colisión del



buque. Escenario de colisión entre buques y estructuras marinas han sido realizados por la ISSC en el Committee Reports on Collision and Grounding del 2003 y 2006.

### **3.3. ESCENARIO DE COLISIÓN DE BUQUE A BUQUE EN NORMAS, REGLAS Y PROCEDIMIENTOS DE PROYECTO.**

#### **3.3.1. Buques de propulsión nuclear.**

Cuando el buque de propulsión nuclear "Savannah" fue diseñado, se decidió proyectar su protección contra colisiones en una forma de resistir una colisión con un petrolero T2 a plena carga, es decir, el buque con un desplazamiento de 23 000 Ton y una velocidad de 15 nudos. El estudio reveló que el buque en ese momento tenga una energía Cinética superior que  $2.6 \times 10^6$  Ton-Knots<sup>2</sup> (aproximadamente 671MJ). Los cálculos del daño del buque así como también la proa del buque agresor fueron formulados usando la formula de Minorsky.

Después Woisin proyecto la protección de colisión del buque Otto Hahn en base de unas series de experimentos de colisión a escala. Las proas del buque agresor para el teste experimental fueron los modelos de proas de buques existentes y la velocidad de impacto correspondiente a la velocidad de servicio.

#### **3.3.2. Buques que transportan combustible radiactivo.**

El ministro de Japón publicó en 1985 una noticia oficial, KAISA No 520 que especifica que buques que cargan materiales radioactivos debe tener una estructura que puedan resistir a la colisión de un buque petrolero

viajando a una velocidad máxima. De acuerdo a las reglas de la colisión entre 7000 ton de un casco doble la cual es para buques que típicamente transportan combustibles entre Japón y Europa, y el buque petrolero puede liberar una cantidad de energía igual a 206 MJ. Esta cantidad estará disponible para causar daños estructurales.

### **3.3.3. Reglas de la Germanischer Lloyd**

Germanischer Lloyd fue la primera sociedad clasificadora en la cual introduce reglas no obligatorias concernientes al reforzamiento en contra de colisión. De acuerdo a ello, la notación COLL seguido por un número del 1 al 6, es adicionado a la clase del buque, que refleja su comportamiento relativo en el caso de una colisión con el comportamiento de un buque de casco simple, que no tiene diseño particular para resistir la colisión con el hielo u otro objeto. La determinación de la notación está basada en dos cantidades.

La primera es la velocidad crítica del buque agresor. La segunda es el ratio de la energía crítica, por ejemplo, la energía estructural absorbida por la estructura del buque en cuestión antes de la ocurrencia de un daño inaceptable en su casco en relación de la energía absorbida crítica por la de un buque no reforzado. COLL3 indica por ejemplo que la estructura de doble casco de un petrolero puede absorber 4-6 veces más energía antes de la ruptura de su casco externo que la de un buque petrolero de casco simple y adicionalmente la velocidad crítica del buque agresor es aproximadamente 2.5 nudos. Los respectivos valores de COLL2 son de 3 -4 y 1.5 nudos. Para evaluar estas cantidades, el buque en cuestión es simulado en 8 casos de colisión, todos con el mismo desplazamiento pero con una combinación de

calados del buque agresor (Striking Ship) y el buque agredido (Struck Ship). La proa del buque agresor es asumido tener 4 casos con bulbo y el resto de casos sin bulbo. Fueron realizados el cálculo de la energía absorbida en caso de una colisión entre un buque Petrolero Suesmax de 275 m de eslora. El buque Suesmax tiene un calado máximo de 17 m y un calado de lastre de 9m donde la diferencia de calados entre el buque agresor y el buque agredido está entre  $\pm 2$  y  $\pm 6$  m. ZHANG [15] uso escenarios de colisión y investigo con un código de elementos finitos a un buque multipropósito de 90 m de eslora. Después de investigar los casos de colisión, 8 en total, la capacidad de energía absorbida media del mamparo interno antes de su ruptura fue de 21MJ, lo cual corresponde al centro del buque con un ángulo de colisión de  $90^\circ$  con la misma velocidad de viaje de 7 nudos.

La metodología que es propuesta en la tesis esta en base a Germanischer Lloyd, Rules for classification and construction, I Ship Technology, Part 1: Seagoing Ships, Chapter 1 – Hull Structures, Section 33: Strengthening against collisions, 2004. (Ver apéndice B)

#### **3.3.4. Colisión de buques de gas natural comprimido-Reglas de la**

##### **DNV (Det Norske Veritas)**

La regla de la DNV (Det Norske Veritas) para cargueros de gas comprimido (CNG) incluye una especial sección para análisis de colisión. Un análisis de frecuencia de colisión son conducidos para nuevos proyectos, para una característica de tráfico de buques. El análisis determina la frecuencia anual de colisión y asociados con la energía de colisión del buque agresor, basados en el tamaño del buque, tipo y velocidad para

determinar desde datos de tráfico su circulación. El análisis de la colisión del daño es requerido a demostrar que para el tamaño del buque y la energía determinada por el análisis, sea capaz de resistir la fuerza de impacto del costado del buque, para que sea suficiente a prevenir la penetración de la proa del buque agresor en el casco interno del buque agredido, tal que no dañe el tanque de carga. Para tal propósito los cálculos pueden ser conservativos asumiendo que toda la energía de la colisión deberá ser asumido por el buque agredido y que el ángulo de la colisión es 90° y en la parte central del buque.

En ausencia de más informaciones específicas, el buque agresor puede ser asumido a ser a 5 000 ton de un buque Supply Vessel con una proa recta y un ángulo de colisión de 65°. Se demostró por cálculos que el casco externo del buque CNG tenía una capacidad de energía absorbida no menos de la siguiente ecuación, sin penetrar el casco interno del buque.

$$E_s = \max \left\{ \frac{13 \cdot (L_{pp}/100)^2}{1 + 0.8 \cdot (M/m)}, 10 \text{ MJ} \right\}$$

Donde  $L_{pp}$  es la eslora entre perpendiculares del buque CNG. Los resultados de la aplicación de la fórmula de arriba para el caso de un buque agresor de 5 000 ton y el buque agredido de 306 m de eslora teniendo un desplazamiento de 120 300 ton fue igual a 118 MJ.

Para mayor información se puede encontrar en la Sociedad Clasificadora de Noruega: DNV, January 2004, Rules for Ship, Pt 5, Ch 15, Sec. 3, A 300 Collision and Grounding ,2004.(Ver apéndice C).

### **3.3.5. Acuerdo europeo sobre transporte internacional de cargas peligrosas por transporte fluvial**

El acuerdo Europeo concerniente al transporte internacional de cargas peligrosas por buques en aguas interiores (Transporte fluvial) fue adoptado en 2000 en ocasión de la conferencia diplomática organizada por la junta de comisión económica para Europa y la comisión central para la navegación en el Rhin.

De acuerdo a las recientes actualizaciones de regulaciones para la navegación de un buque en el río Rhin, intentaron que los buques de casco simple y casco doble tenga una particular estructuras en casos de colisión. El código permite que el tamaño máximo sea de 380 m<sup>3</sup>, otros diseños pueden ser aceptados si el proyecto prueba que en caso de colisión con la proa recta de un buque agresor, la estructura pueda absorber 22MJ sin llegar a romper el tanque de carga y las tuberías del tanque de carga.

Tomando en cuenta estos requerimientos Vredelet presento un análisis de riesgo de colisión que mostró que una estructura de costado novedoso para 8 500 Ton de DWT de una buque quimiquero con 758m<sup>3</sup> tenga una mejor rendimiento en caso de colisión que la de un tipo convencional de buque con 380 m<sup>3</sup> del tamaño del tanque.

Para mayor información relacionado a esta norma se puede encontrar en ADN; Part 9: Rules for Construction, paragraph 3.3.11.2 (Ver apéndice D)

## **CAPITULO IV**

### **VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO**

#### **4.1. INTRODUCCIÓN**

En el presente capítulo se presentara la base teórica para este tipo de análisis y un benchmark para validar nuestro modelo numérico y compararlo con un ensayo experimental; fue hecho un estudio de correlación numérico-experimental entre la colisión de dos buques calculando la fuerza de la colisión y la energía absorbida determinada por el área de la fuerza vs penetración. El ensayo experimental fue hecho por la TNO (The Dutch Institute for Applied Physical Research).

#### **4.2. BASE TEÓRICA DE LA COLISIÓN**

La colisión de buques es dividida en dos partes: La mecánica de la colisión externa y la mecánica de la colisión interna. La mecánica de la colisión externa de la colisión esta relacionada a la dinámica del buque en el instante de la colisión, donde la conservación de la energía durante el impacto son usados para deducir expresiones analíticas. La mecánica de la colisión interna analiza la respuesta estructural correspondiente a la disipación de la energía absorbida en la deformación de las estructuras de las embarcaciones durante la colisión.

A seguir será descrito un breve resumen del método propuesto por Pedersen, para mas detalle leer [10].

Las ecuaciones de movimiento del buque agresor A debido a las componentes de las fuerzas de impacto  $F_\xi$  y  $F_\eta$ , respectivamente en las direcciones, pueden ser expresadas como:

$$M_a(1+m_{ax})v_{ax} = -F_\xi \sin \alpha - F_\eta \cos \alpha \quad (4.1)$$

$$M_a(1+m_{ay})v_{ay} = -F_\xi \cos \alpha + F_\eta \sin \alpha \quad (4.2)$$

$$M_a R_a^2(1+j_a)\omega_a = -F_\xi[y_c \sin \alpha - (x_c - x_a)\cos \alpha] + F_\eta[y_c \cos \alpha - (x_c - x_a)\sin \alpha] \quad (4.3)$$

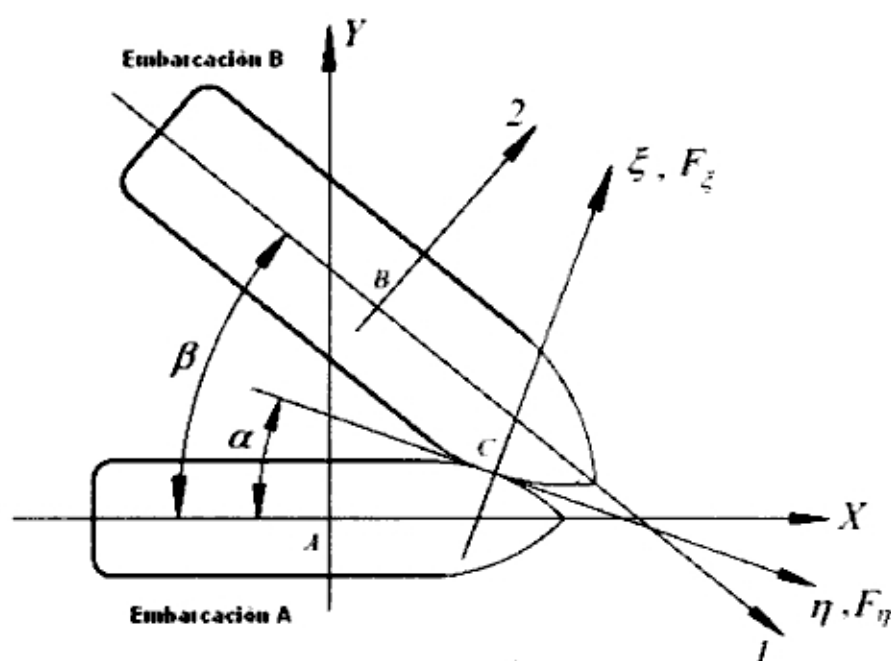


Fig. 4.1: Esbozo de la definición para el problema de la colisión de buques

En la Fig. 4.1 el buque agresor A, navegando a una velocidad cuyas componentes  $V_{ax}$  y  $V_{ay}$ , colisiona con el buque B, navegando a una velocidad cuyas componentes son  $V_{bx}$  y  $V_{by}$ . El sistema de coordenadas esta fijado en el fondo del mar, donde el eje Z apunta en la dirección de la superficie del agua, el eje X esta en el plano de simetría del buque agresor apuntando para su proa. El origen del sistema de coordenadas XYZ esta colocada de forma que la sección maestra del

buque A esta en el plano YZ en el instante que ocurre el contacto entre los dos buques ( $t=0$ ). El origen del sistema coordenado  $\xi_\eta$  esta localizada en el punto de impacto C. La dirección  $\xi$  esta normal a la superficie del impacto. El ángulo entre el eje  $X$  y el eje  $\eta$  es  $\alpha$  y el ángulo entre el  $X$  y el plano de simetría del buque agredido es  $\beta$ .

La mecánica de la colisión Interna esta relacionada al daño estructural de ambos buques después de la colisión, donde las estructura danificadas absorben sus energias cinéticas durante la colisión. Durante la colisión los equilibrios de fuerzas de reacción entre el buque agresor y el buque agredido deben ser satisfechas. En la Fig. 4.2 representa las fuerzas de reacción y de penetración durante la colisión, donde el área debajo de la curva representa la energia absorbida de cada buque.

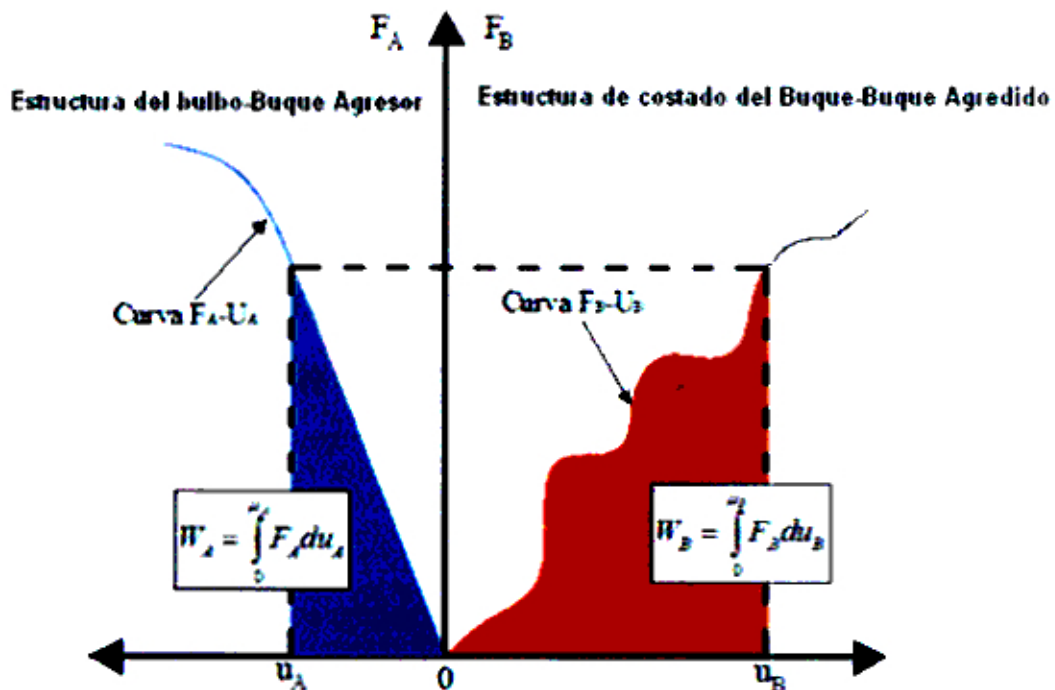


Fig. 4.2: Componentes de la energía absorbida por el buque agresor y el buque agredido



En resumen se puede definir que todo el trabajo de las fuerzas externas es la suma de la energía de deformación plástica en la estructura local ( $E_{LP}$ ), energía de deformación elástica y cinética inducida por la vibración ( $E_V$ ) y la energía cinética del buque agresor para surge, sway, roll, pitch y yaw ( $E_{GK}$ ).

$$\int_0^{\delta} F_C(\delta) \bullet d\delta = E_{LP} + E_V + E_{GK} \quad (4.4)$$

Por simplificación del problema para nuestro modelamiento se considera que la energía cinética inicial es parcial o totalmente consumida por el daño estructural de ambos buques.

$$\int_0^{\delta} F_C(\delta) \bullet d\delta = E_{LP} \quad (4.5)$$

#### 4.3. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO EXPERIMENTAL

En cooperación con la Germanischer Lloyd y la TNO, fue construido dos modelos para la colisión, las dimensiones fueron basadas en un buque petrolero de casco doble de aproximadamente de 30 000 DWT a escala de 1/3 llamado buque AMATHA y el buque NEDLLOYD 34 donde fue adicionado en la parte de su proa un bulbo como es presentado en la Fig.4.3

# CAPITULO I

## INTRODUCCIÓN

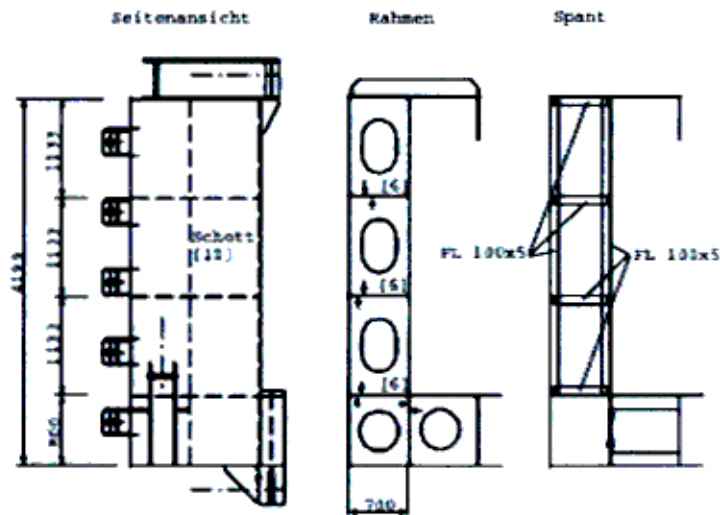
Tradicionalmente, el proyecto estructural de buques está basado en el análisis de la distribución de esfuerzos elásticos en la estructura principal que está sujeta a la flexión sobre el efecto de la distribución de carga y de las ondas. Y con base en estas consideraciones que se establece un valor para los esfuerzos admisibles y se determina el módulo mínimo para la sección maestra, que debe satisfacer los Reglamentos de las Sociedades Clasificadoras. El proyecto con verificación de la colisión incluiría la simulación de escenarios de colisión más probables y el análisis de los daños causados. Caso los daños sean considerados inaceptables, la estructura debe ser reforzada y en el caso de plataformas, un sistema de protección puede ser adoptado. Uno de los estudios en este sentido es conocer la capacidad de energía de deformación de los miembros estructurales cuando ocurran estos tipos de accidentes.

Accidentes potenciales tales como la colisión, encallamiento, impacto debido a la caída de objetos o al mal manejo de embarque de carga/descarga, fuego, explosión, etc, puede resultar un daño estructural, la cual reduce la resistencia estructural o inclusive la pérdida total de la estructura. Accidentes de colisiones y encallamiento resulta típicamente en rasgamiento, arrugamiento, curvamiento,



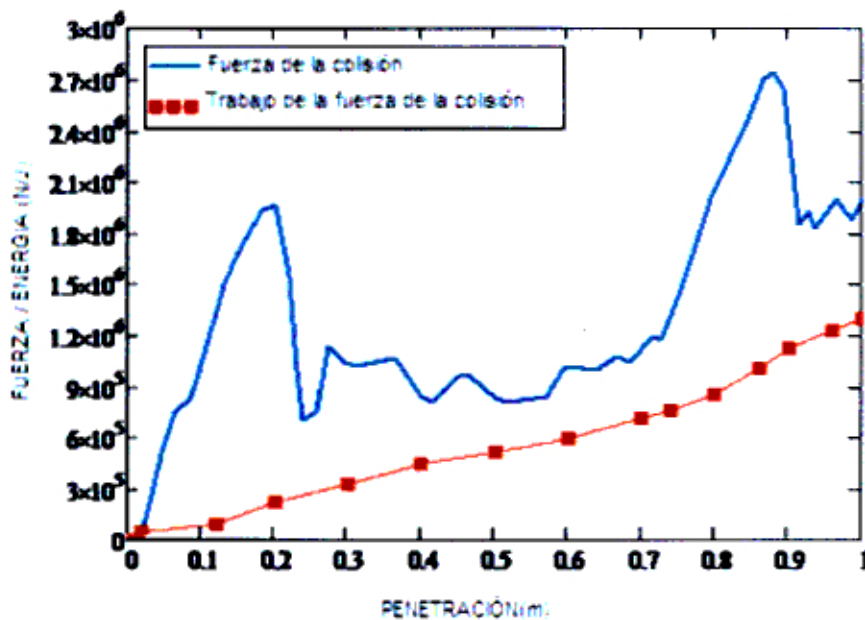
**Fig. 4.3: Ensayo Experimental**

El ensayo experimental fue hecho en Holanda en asociación entre Japón, Dinamarca y Holanda, durante el período de 1997 y 1998. Fueron hechos 4 experimentos a escala de 1/3 simulando una colisión. En el presente trabajo solo fue simulado un ensayo a través del programa AnsysLsdyna. El buque NEDLLOYD (Striking Ship) colisiona con un ángulo de  $90^\circ$  al buque AMATHA a una velocidad de 2,55 m/s. El bulbo del buque NEDLLOYD fue adicionado conteniendo dentro del mismo cemento considerando así el bulbo como un cuerpo rígido. Se muestra en la Fig.4.4 el diseño de la estructura de costado del buque NEDLLOYD



**Fig. 4.4: Vista Lateral**

La medición de la fuerza de la colisión y la energía absorbida es determinada por la fuerza vs penetración, como es presentado en la Fig. 4.5. Las dimensiones principales de los buques son presentados en la tabla 4.1.



**Fig. 4.5: Medida de la Fuerza de la Colisión y la Energía**

**Tabla 4.1: Dimensiones principales de los buques**

Descripción	AMATHA	NEDLLOYD 34
Eslora (m)	80.00	80.00
Manga (m)	9.50	8.20
Peso Muerto (m)	1302	1144

Masa del ensayo (Ton)	1442	762
Trimado del ensayo (m)	0.0	81.88
Velocidad del buque (m/s)	0.0	2.5

#### 4.4. PARÁMETROS SELECCIONADOS

En el marco de la selección en un eficiente código de elementos finitos para simular la colisión del buque, varios criterios se deben cumplir. Estos criterios deben estar relacionados a la capacidad de modelar la mecánica de la colisión externa y la mecánica de la colisión interna. En este aspecto, debe ser capaz de modelar del movimiento de los dos buques durante y después de la colisión (mecánica externa) y la deformación y colapso de las estructuras (mecánica interna). Las simulaciones fueron realizadas a través del programa ANSYS-LSDYNA

Para la realización del estudio de la correlación numérico-experimental fueron realizadas varias simulaciones para conocer las ventajas y desventajas de los parámetros seleccionados para el caso de análisis de colisión. Los parámetros fueron los siguientes:

- a) Tipo de elemento
- b) Imperfecciones geométricas.
- c) Coeficiente de fricción.
- d) Condiciones de contorno.
- e) Tipos de contacto.
- f) Criterio de falla.
- g) Tamaño del elemento.
- h) Material.

#### 4.4.1. Tipo de elemento

Los elementos cascas son los principales tipos de elementos utilizados en la resistencia al impacto (Crashworthiness) y en la simulación de la estructura complejas con criterios de falla con una alta seguridad. Se tiene diferentes tipos de elementos disponibles en distintos programas de elementos finitos para modelar las estructuras de buques. A continuación describiremos dos tipos las cuales son usados para estos tipos de análisis.

- Elemento casca Belytschko-Tsay Esta basada en la casca de Mindlin-Reissner, donde el esfuerzo cortante es incluido, donde su geometría está perfectamente plana y el efecto warpage no son considerados.
- Elemento casca Belytschko-Wong-Chiang es parecido al elemento Belytschko-Tsay excepto que el elemento considera el efecto warping, pero el costo computacional es aproximadamente de 10%.

#### 4.4.2. Imperfecciones geométricas

Se considera la imperfección geométrica inicial en la placa dada por la expresión 4.6. La amplitud máxima de las imperfecciones sigue las especificaciones límite de proyecto estipulada por la DNV-OS-C401 Ch2. Sec 2E [40]. El modo de la imperfección es una semi-onda en ambas direcciones ( $m=1, n=1$ ), la superficie de la imperfección geométrica fue representada por una distribución sinusoidal. Para este modelo los refuerzos fueron asumidos sin imperfecciones geométricas y no se considero los esfuerzos residuales.

$$w(x, y) = w_{\max} \cdot \sin\left(\frac{m \cdot x \cdot \pi}{a}\right) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot y \cdot \pi}{b}\right) \quad (4.6)$$

Donde:

$w_{max} = 0.005b$  máxima amplitud recomendado por la DNV.

$a$  = Longitud de la placa.

$b$  = Ancho de la placa.

$m, n$  = Modos de las imperfección geométricas.

#### **4.4.3. Coefficiente de fricción**

Evaluar el coeficiente de fricción para estos tipos de análisis es difícil, por tanto un estudio para los valores de coeficiente de fricción de 0, 0.1, 0.3 y 0.6 fueron realizados. Para el caso analizado no fue estipulado ningún coeficiente de amortecimiento, esto fue porque no tenemos datos precisos sobre los coeficientes de amortecimiento.

#### **4.4.4. Condiciones de contorno**

Dos tipos de condiciones de contorno fue aplicado en el análisis en los extremos del buque:

BC-1: Condición de contorno empotrado.

BC-2: Condición de contorno con restricción en los desplazamiento y libres en las rotaciones.

#### **4.4.5. Tipo de contacto**

El algoritmo escogido fue "Single surface Contact" que establece el contacto cuando la superficie de un cuerpo penetra la superficie de otro. El programa determina automáticamente cual superficie junto con el modelo, puede comenzar a estar en contacto. Dentro de este tipo de contacto el programa ofrece muchas opciones. Los más usados en este tipo de análisis son el contacto general y el contacto automático.

tipo es fácil de usar, porque ningún contacto o definiciones de superficie son obligatorios.

El contacto Automático General (AG) La principal ventaja es que está basada en algoritmos más recientes de contacto, consecuentemente, su desempeño puede ser mejor del que ASSC en algunas aplicaciones.

#### **4.4.6. Criterios de falla**

Cuando nos referimos al criterio de falla, obligatoriamente estamos refiriendo a la fractura que es un tema importante en caso de simular una colisión. La fractura ocurre cuando a resistencia al daño cae drásticamente o en el caso mas general es la culminación del proceso de deformación plástica y se manifiesta con la separación o fragmentación de un cuerpo sólido en dos o más partes sobre la acción de un estado de carga.

En análisis de colisión, modelar la ruptura correctamente en el casco es crucial para estos tipos de análisis, pues influye en el modo de la deformación global del buque y en la propia extensión del daño sobre el casco. Para esto, es muy importante que el criterio de falla adoptado en el análisis represente el fenómeno con precisión.

En simulaciones de elementos finitos generalmente, la ruptura de un elemento es definida por el valor de su deformación de falla o valor de deformación crítica. Si en el análisis el valor de deformación de falla excede su valor, el elemento estará fracturado, es decir, el elemento será excluido del modelo en los pasos siguiente del análisis.

Para nuestro caso fueron analizados tres criterios q son extremadamente sensibles al refinamiento de la malla. A seguir se describirá los criterios usados en el análisis:



### **Deformación plástica equivalente**

El valor que entra como dato en el programa es solo considerando el valor de la deformación de ruptura. El valor de la deformación de ruptura considerada en el análisis es de 18%.

### **Criterio de la Germanischer Lloyd**

El criterio está en función del espesor y de la longitud del elemento dado por la formulación 4.3:

$$\varepsilon_f = \varepsilon_s + \varepsilon_e \frac{t}{l_e} \quad (4.7)$$

Donde:

$\varepsilon_f$  = Deformación de espesura verdadera.

$\varepsilon_s = 0.056$  (deformación uniforme).

$\varepsilon_e = 0.54$  (deformación de estricción)

t e  $l_e$  = espesor y longitud del elemento

Las deformaciones de la falla son presentadas en la tabla 4.2 para un tamaño de malla de 50 mm.

**Tabla 4.2: Deformación de ruptura para cada espesura**

Espesor (t mm)	$\varepsilon_f$
5	0.11
6	0.121
10	0.164

### **Criterio de Peschman**

Peschman da la siguiente formulación:

$$\varepsilon_f = \varepsilon_g + \alpha \frac{l}{l_c} \quad (4.8)$$

Donde:

$\alpha$  = Factor que depende de la deformación de la estricción y la longitud de estricción.

$\varepsilon_g$  = Deformación uniforme

Para espesor de 5 mm :  $\varepsilon_g = 0.1$  e  $\alpha = 0.8$

Para espesos entre 12.5 e 20 mm :  $\varepsilon_g = 0.08$  e  $\alpha = 0.65$

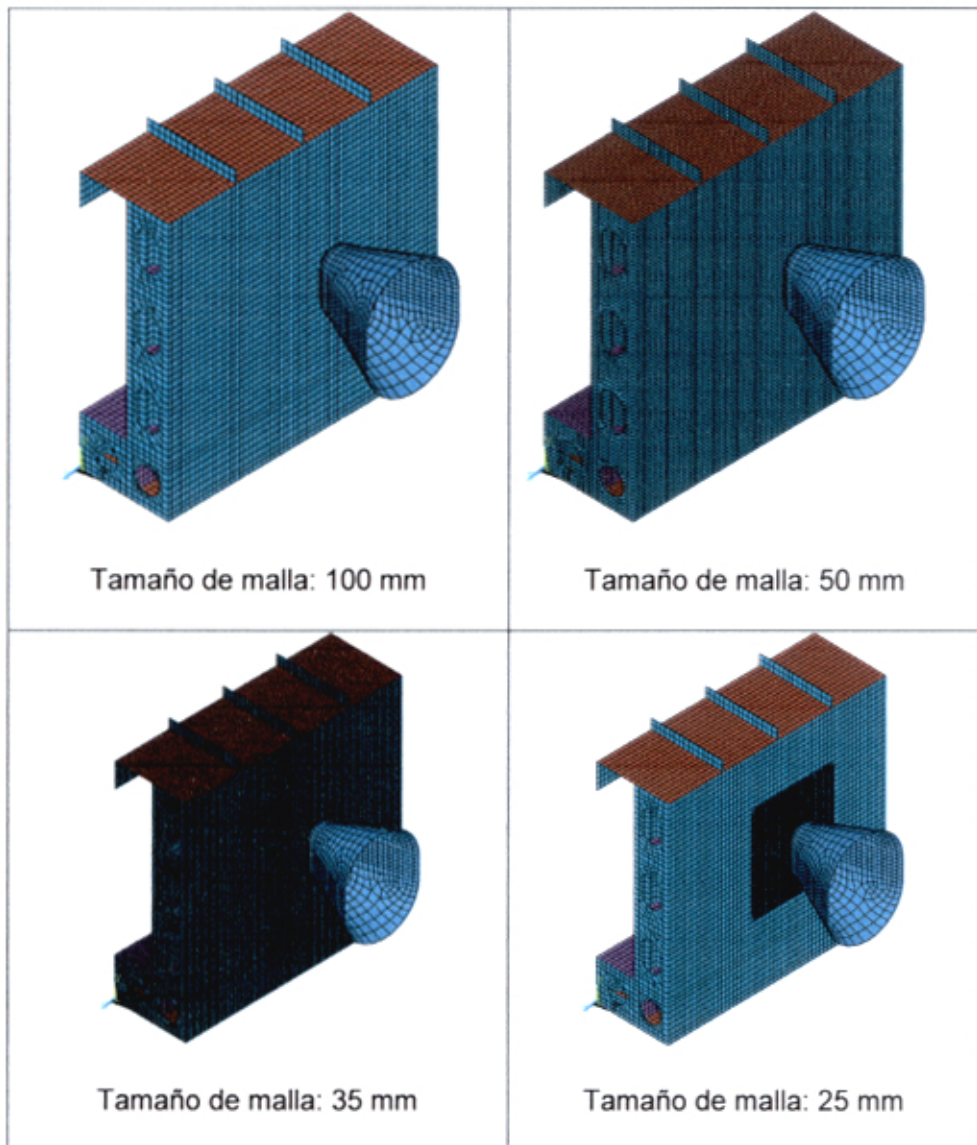
La deformación de falla es presentada en la tabla 4.3

**Tabla 4.3: Deformación de falla**

Espesor (t mm)	$\varepsilon_f$
5	0.145
6	0.158
10	0.21

#### **4.4.7. Tamaño del elemento**

Para poder simular a ruptura del casco va a depende mucho del tamaño del elemento, en nuestro caso fueron realizados con cuatro tamaños de elemento: 100, 50, 30, 25 mm (Ver Fig. 4.6)



**Fig. 4.6: Modelo Numérico con diferentes tamaño de malla**

#### **4.4.8. Material**

La mayoría de los metales presenta una relación lineal Esfuerzo-deformación para valores bajos de deformación, sin embargo en diversas aplicaciones de ingeniería altas deformaciones ocurren y el material pasa su punto de fluencia, a partir de ese punto además del límite elástico del material, la respuesta se torna no lineal.

Para modelar en material, el programa Ansys-Lsydna necesita de la curva verdadera esfuerzo-deformación, resultando la siguiente fórmula:

$$\sigma = K * e^n \quad (4.9)$$

Donde:

K= 730 Mpa

n=0.2

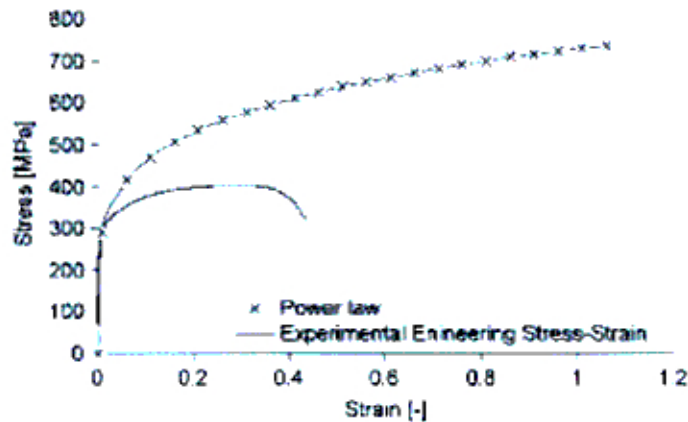


Fig. 4.7: Curva Esfuerzo-Deformación del material.

En un análisis que envuelve impacto aun existe otro efecto dinámico significativo relacionado a la no-linealidad del material que es la velocidad de deformación. Esta por definición es la variación de la deformación, es decir, la cantidad de deformación en el material por unidad de tiempo.

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} \quad (4.10)$$

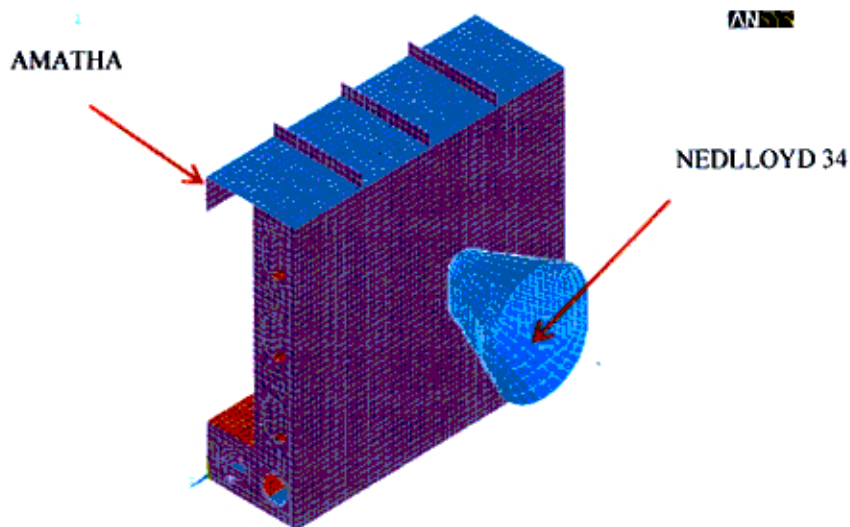
Con el aumento de la velocidad de deformación, el esfuerzo de fluencia aumenta. La ecuación normalmente utilizada para considerar este efecto en el esfuerzo de fluencia, fue propuesta por Cowper&Symonds:

$$\frac{\sigma_{yd}}{\sigma_y} = 1.0 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^q \quad (4.11)$$

Donde  $C$  y  $q$  son coeficientes determinados a partir de datos experimentales,  $\sigma_Y$  e  $\sigma_{Yd}$  son esfuerzos de fluencia estático y dinámico, respectivamente y  $\dot{\epsilon}$  es la velocidad de deformación.

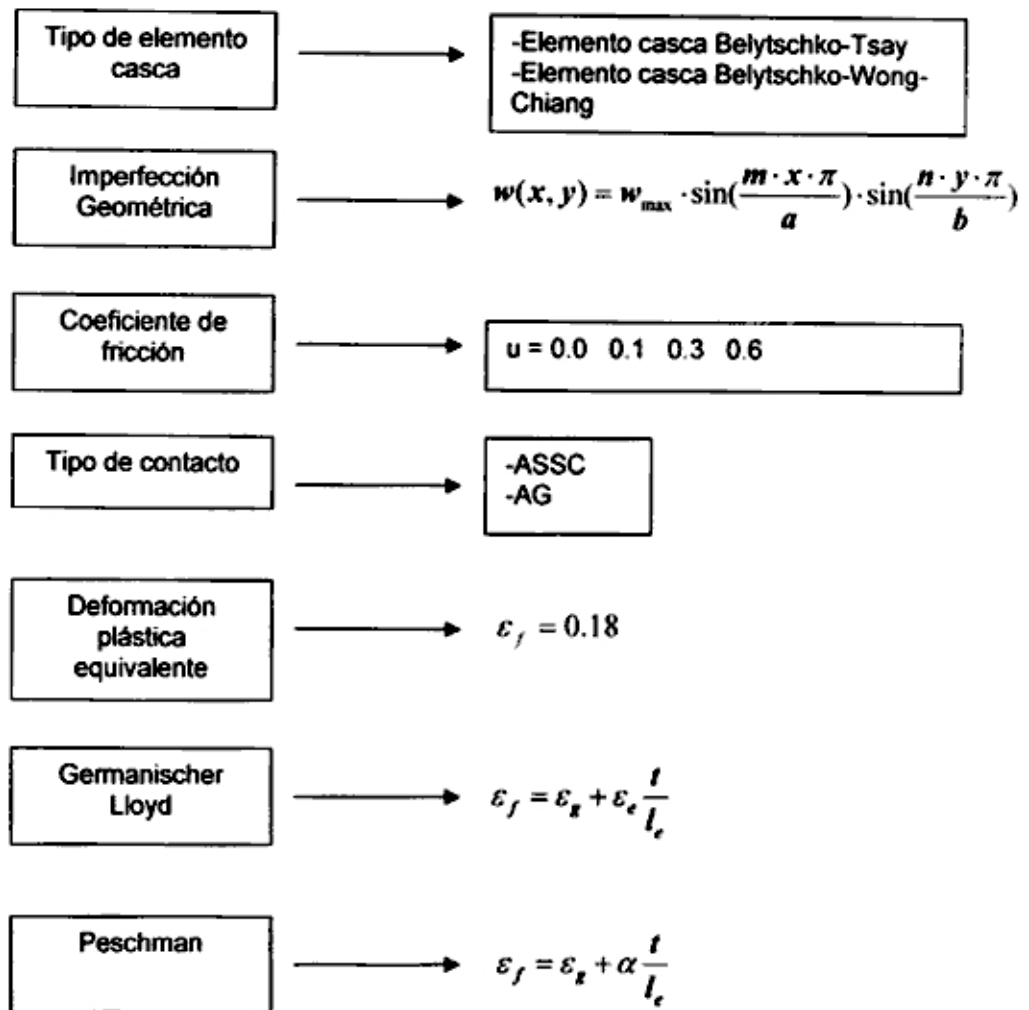
Para nuestro caso, vamos a considerar ambos casos, es decir, un material no considerando la velocidad de deformación y otro material donde es considerado el efecto de la velocidad de deformación. El motivo por el cual no considero la velocidad de deformación es debido a que Paik&Cheng [\*\*] concluyo que el efecto de la velocidad de deformación puede ser ignorado para valores menores que  $50 \text{ s}^{-1}$  (la velocidad de deformación en el caso de la colisión son valores menores que  $10 \text{ s}^{-1}$ ).

A continuación se presenta el modelo numérico del Ensayo Experimental realizado en el programa ANSYS/LSDYNA (Ver Fig 4.8)



**Fig. 4.8: Modelo Numérico**

A continuación es presentado un resumen de los parámetros que fueron simulados para reproducir el ensayo experimental.



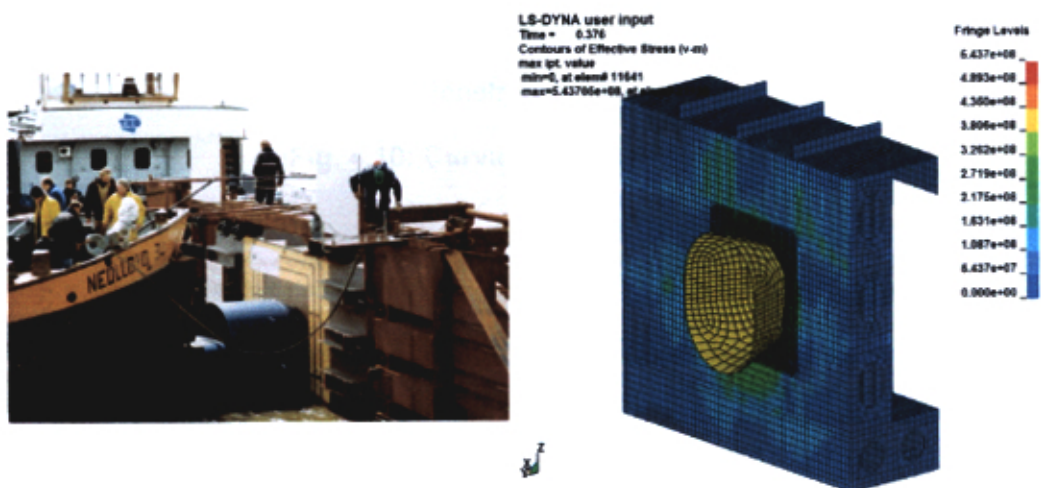
#### 4.5. RESULTADOS

Para poder reproducir la curva del ensayo experimental y tener la respuesta de la fuerza de impacto debido a la colisión, tenemos: El tipo de elemento utilizado para el modelo fue: casca Belytschko-Tsay, sin considerar el efecto de las imperfecciones geométricas, con coeficiente de fricción de 0.3 y tipo de contacto de ASSC (Contacto automático).

Los resultados de la simulación numérica de la colisión (Ver Fig. 4.9) para los tres criterios de falla, cada uno con los cuatro tipos de tamaño de malla de 100,50,35 y 25 mm son presentados. En cada gráfica se diferencia dos tipos de curvas. El tipo de curva 1 : GL\*,PE\* y SE\* son las curvas donde son considerados el efecto de la velocidad de deformación y el otro tipo de curva 2: GL,PE e SE son aquellas que no son considerados dicho efecto. Cada curva es modelada con un modelo de material llamado " Modified Piecewise linear Plasticity" de programa ANSYS LSDYNA.

Todas las simulaciones fueron con una velocidad inicial de impacto de 2.5 m/s.

El modelo del material fue el Cowper-Symonds, el tipo de elemento fue casca163(Shell163) del modelo de Belytschko-Tsay, con 5 puntos de integración.

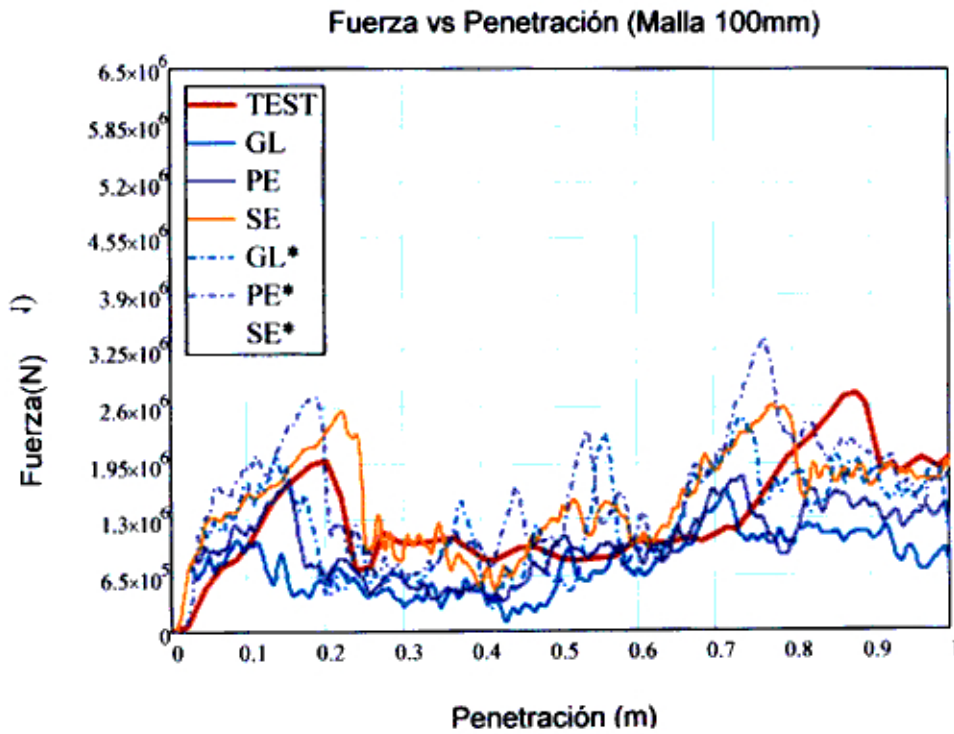


**Fig. 4.9: Simulación numérica de la colisión**

En la Fig. 4.10 se observa que la curva SE muestra un comportamiento de la fuerza de penetración más proximo a la curva experimental de que las curvas para los otros criterios de ruptura, ademas de eso, de manera general los análisis, considerando la velocidad de deformación no presentan mejores resultados. Para la energia, se muestra en la Fig. 4.11, la curva de GL\* se ajusta bien al resultado experimental, tambien de manera general los otros criterios ,utilizando la velocidad



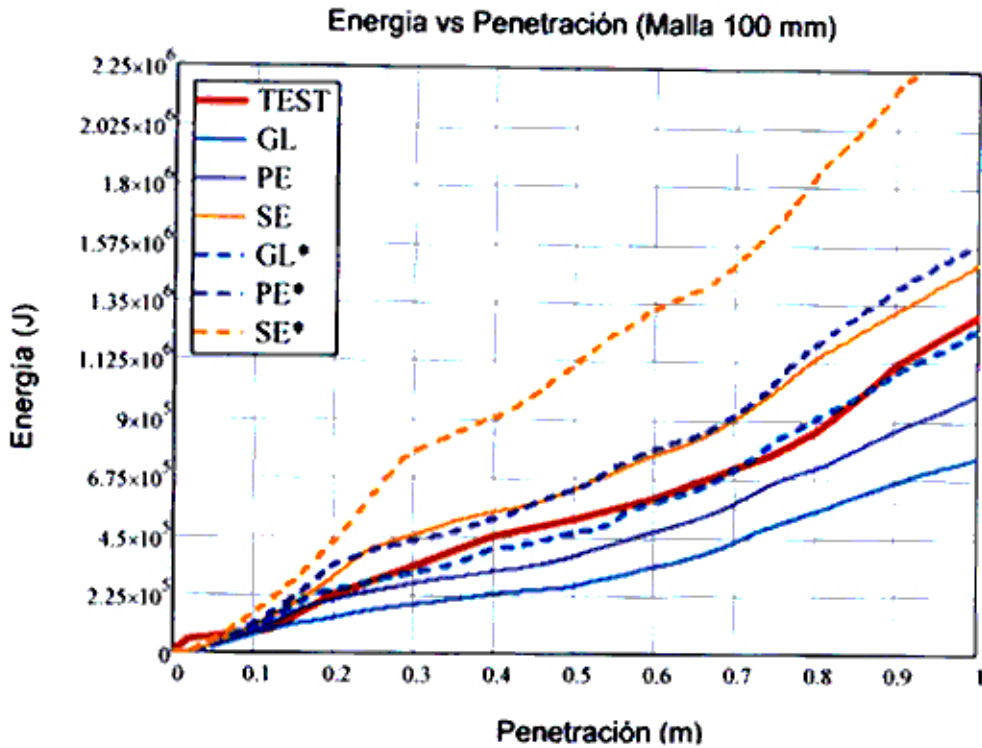
de deformación no presentan resultados mejores de los que no consideran la velocidad de deformación .



**Fig. 4.10: Curva Fuerza vs Penetración**

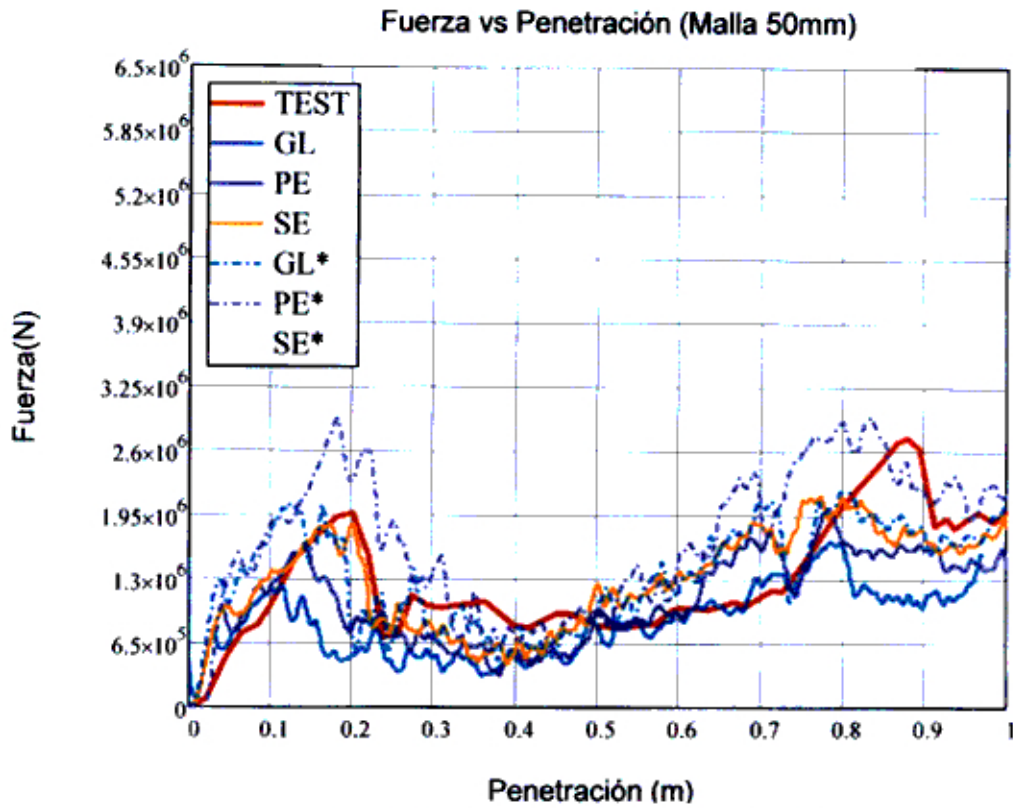
- |   |   |
|---|---|
| — Ensayo Experimental   | — Criterio de la Germanister lloyd considerando la la velocidad de deformación          |
| — Criterio de la Germanister lloyd sin considera el la velocidad de deformación           | — Criterio de Peschman considerando la la velocidad de deformación                      |
| — Criterio de Peschman sin considera el la velocidad de deformación                       | — Criterio de Deformación plástica equivalente considerando la velocidad de deformación |
| — Criterio de Deformación plástica equivalente sin considerar la velocidad de deformación |   |



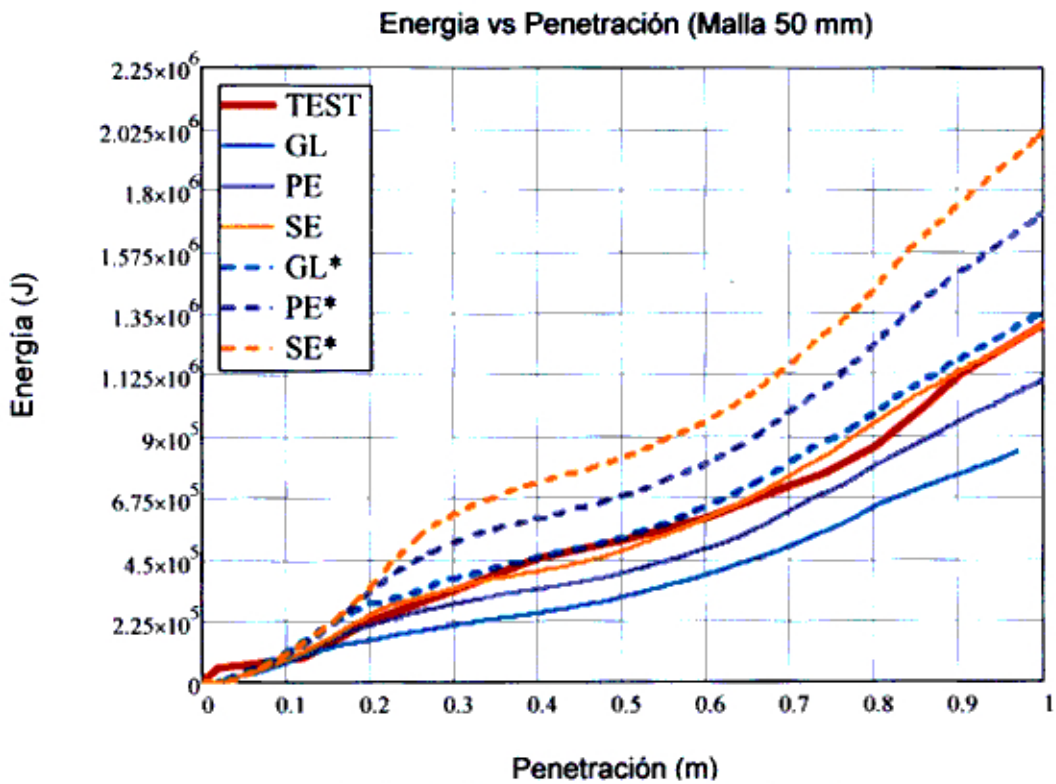


- |   |   |
|---|---|
| — Ensayo Experimental   | — Criterio de la Germanister lloyd considerando la velocidad de deformación               |
| — Criterio de la Germanister lloyd sin considera el la velocidad de deformación         | — Criterio de Peschman considerando la la velocidad de deformación                        |
| — Criterio de Peschman sin considera el la velocidad de deformación                     | — Criterio de Deformación plástica equivalente sin considerar la velocidad de deformación |
| — Criterio de Deformación plástica equivalente considerando la velocidad de deformación |   |

Para el tamaño de malla con el doble del refinamiento del caso anterior, cuyos resultados están mostrados en la Fig. 4.12 y la Fig 4.13, se observa que la curva SE presenta un comportamiento de la fuerza de penetración más próximo al de la curva experimental del que las curvas para los otros criterios de ruptura, además de eso, de manera general los análisis considerando la velocidad de deformación no presentan mejores resultados. Para la energía la curva del GL\* y la del SE se ajustaran bien al resultado experimental, de manera general los otros criterios utilizando la velocidad de deformación no presentan resultados mejores que de los que consideran la velocidad de deformación.



**Fig. 4.12: Curva Fuerza vs Penetración**



**Fig. 4.13: Curva Energía vs Penetración**

- Ensayo Experimental
  - Criterio de la Germanister lloyd sin considera el la velocidad de deformación
  - Criterio de Peschman sin considera el la velocidad de deformación
  - Criterio de Deformación plástica equivalente sin considerar la velocidad de deformación
- - Criterio de la Germanister lloyd considerando la la velocidad de deformación
  - - Criterio de Peschman considerando la la velocidad de deformación
  - - Criterio de Deformación plástica equivalente considerando la velocidad de deformación

Para la malla más refinada considerada en este estudio, cuyos resultados están mostrados en la Fig. 4.14 y Fig. 4.15, se observa que las curvas para los tres criterios que no usan la velocidad de deformación presentan el comportamientos de la fuerza de penetración más proximo al de la curva experimental que las curvas considerando la velocidad de deformación. Para la energía se puede hacer una interpretación semejante, es decir, el análisis que no utilizan la velocidad de deformación presentan resultados mas próximos de los obtenidos experimentalmente.

Fuerza vs Penetración (Malla 35 mm)

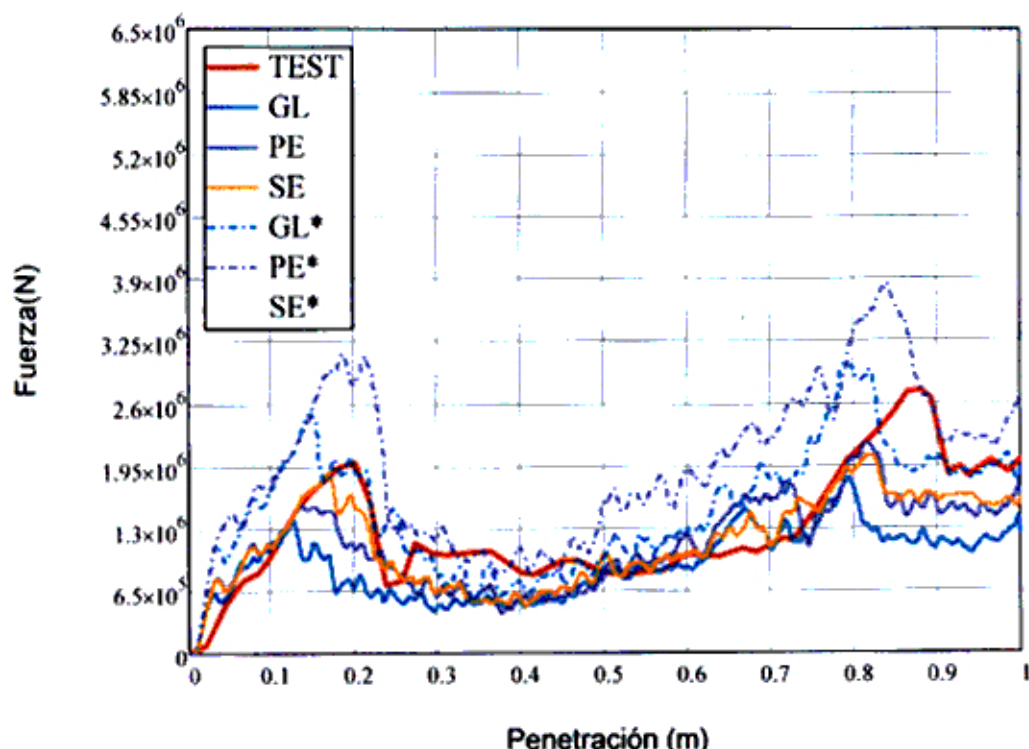
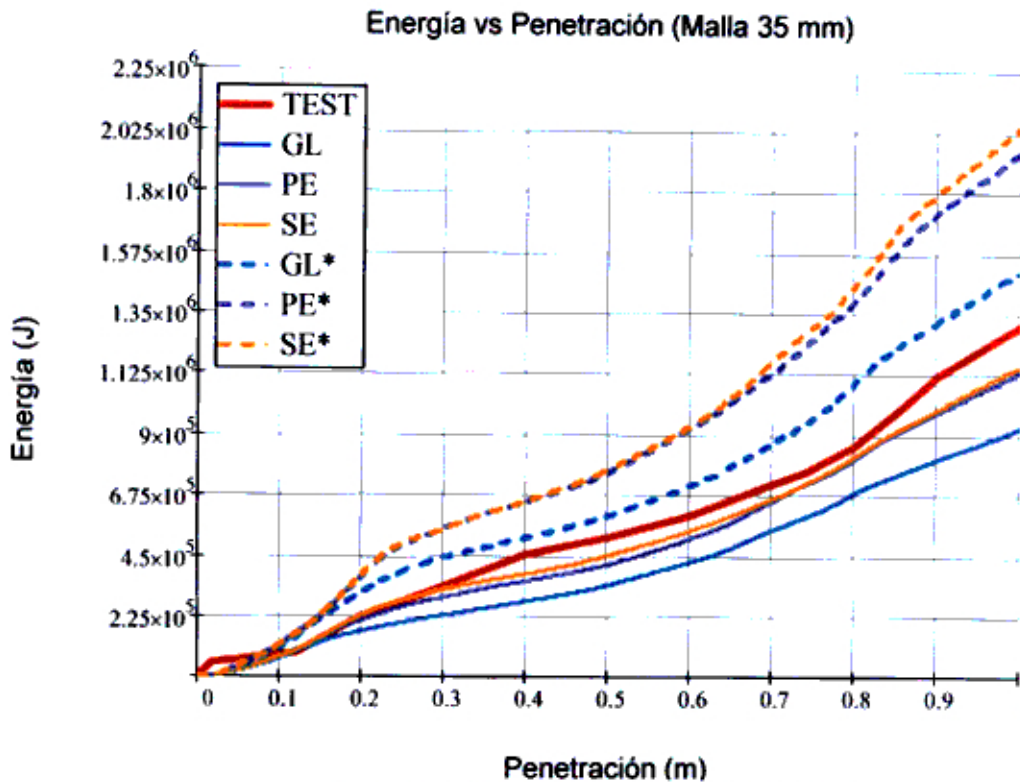


Fig. 4.14: Curva Fuerza vs Penetración



- |   |   |
|---|---|
| — Ensayo Experimental   | — Criterio de la Germanister lloyd considerando la velocidad de deformación             |
| — Criterio de la Germanister lloyd sin considera el la velocidad de deformación           | — Criterio de Peschman considerando la velocidad de deformación                         |
| — Criterio de Peschman sin considera el la velocidad de deformación                       | — Criterio de Deformación plástica equivalente considerando la velocidad de deformación |
| — Criterio de Deformación plástica equivalente sin considerar la velocidad de deformación |   |

Com estos resultados se llega a la conclusión que la utilización de la velocidad de deformación en análisis de la colisión aumentá el costo computacional sin tener ningun beneficio en terminos de precisión, principalmente cuando se considera un refinamento mayor en la región de la colisión.

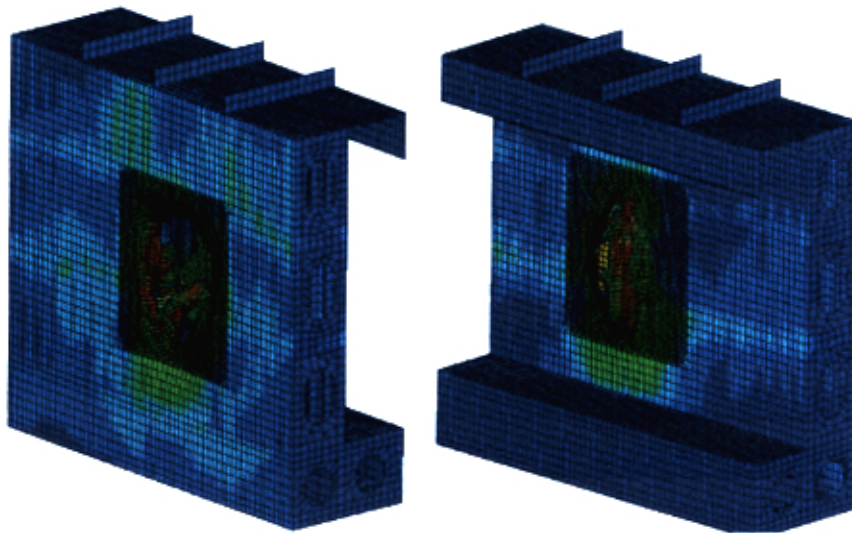
#### 4.6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS

- De los resultados de las curvas de fuerza de penetración se observa que la fuerza aumenta gradualmente con la penetración del bulbo y hasta el punto en que cae rápidamente debido al rasgamiento del casco. Los incrementos



de la curva indican que el bulbo desacelera más rápidamente que en el inicio de la colisión.

- La curva muestra altos y bajos ocurridos no solo por la complejidad en el proceso de la deformación, si no también por el efecto numérico como: los elementos removidos y por el algoritmo de contacto.
- En la Fig. 4.16 se muestra la ruptura del casco externo e del casco interno. En los gráficos de la fuerza de penetración (ver Figura 4.11) estos dos momentos quedan caracterizados por un primer pico en la curva seguido por un decaimiento y posterior aumento de la fuerza hasta un nuevo pico seguido de decaimiento.

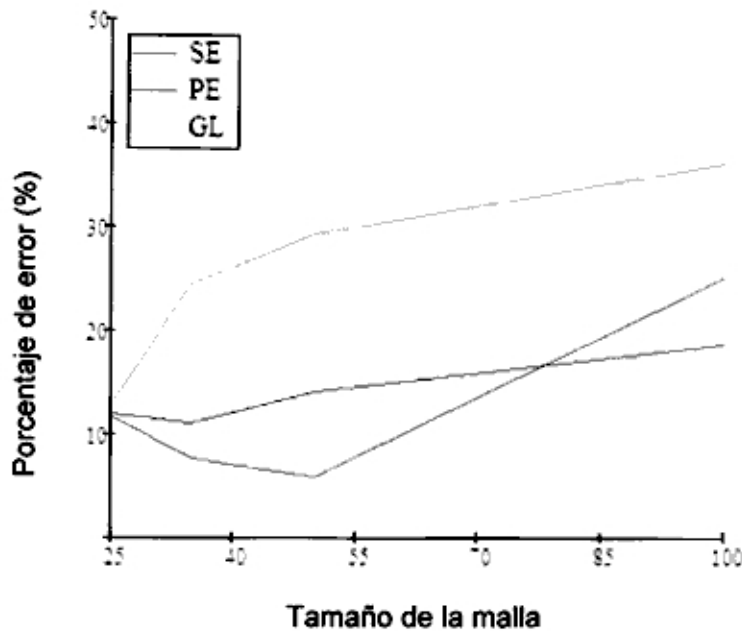


**Fig. 4.16: Ruptura del casco externo y de casco interno**

- Los resultados de las curvas fuerza vs penetración para distintos tamaños de malla, muestran mucha diferencia para los tres tipos de malla cuando se considera el efecto de la velocidad de deformación, alejándose de la curva experimental, caso contrario ocurrió cuando la simulación no es considerando el efecto de la velocidad de deformación.
- El criterio de falla de la deformación equivalente dio mejores resultados que para los criterios de la Germanischer Lloyd y Peschman con un tamaño de

elemento de 50 mm, presentando un porcentaje de error 11.84%. Sin embargo cuando el tamaño del elemento es menor que 50 mm el error comienza a aumentar.

- En la Fig. 4.17 son presentados curvas de los porcentajes de los error medio en función de los diferentes tamaños de elementos para cada criterio de falla. Se observa que el criterio de Peschman es el que presenta la mejor variación en la precisión con el tamaño de la malla. El criterio del la GL presenta mejores resultados para las mallas más refinadas.



**Fig. 4.17: Error (%) vs tamaño de la malla(mm)**

- Con la validación de nuestro modelo numerico,aplicaremos los mismos parámetros para nuestro caso de aplicación en el capítulo 5.

## **CAPITULO V**

### **EVALUACIÓN NUMÉRICA**

#### **5.1. INTRODUCCIÓN**

A continuación será presentado la metodología para simular la colisión entre un buque petrolero y un buque de apoyo Supply Vessel (PSV) El objetivo es calcular la energía de deformación crítica media desarrollados para distintos escenarios de colisión, de acuerdo a la Sociedad clasificadora "Germanischer Lloyd". Los efectos dinámicos del buque de apoyo, fueron considerados a través de su velocidad en el momento de la colisión, donde la energía cinética es disipada en términos de deformación estructural. El cálculo de la mecánica interna de la colisión es calculado usando el programa elementos finitos ANSYS/LS-DYNA. Para efecto de comparación también será determinada la pérdida de la energía cinética de la colisión a través del cálculo analítico realizado por Pedersen [10].

#### **5.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS BUQUES EMPLEADOS EN EL ANÁLISIS**

Los buques utilizados para la aplicación en la simulación numérica fueron de un buque petrolero de casco simple de 321 903 Ton y una embarcación de apoyo PSV de 6 125 Ton. En la Tabla 5.1 son presentados las características principales de cada embarcación.

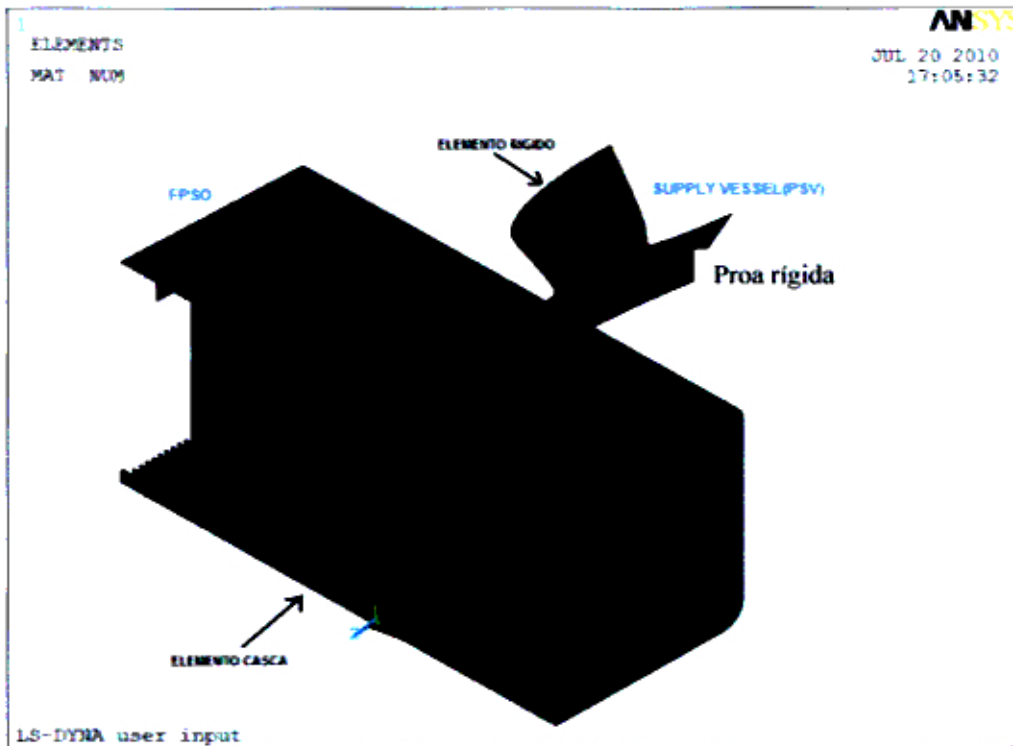
Tabla 5.1: Características de las embarcaciones

CARACTERISTICAS	BUQUE PETROLERO	BARCO DE APOYO
<i>L<sub>pp</sub> (m)</i>	320	70.16
<i>Manga(m)</i>	54.5	14.67
<i>Puntal(m)</i>	27.8	6.07
<i>Calado Máximo(m)</i>	21.62	5.04
<i>Calado Mínimo(m)</i>	7.00	
<i>TPB (Ton)</i>	282 750	
<i>Peso Leve (Ton)</i>	39 153	3 050
<i>Desplazamiento (Ton)</i>	321 903	6 125
<i>Radio de Giro (m)</i>	80	
<i>Velocidad durante a Colisão (m/s)</i>	0.0	1.8 / 3.6
<i>Masa Adicional / Masa de la Embarcación (Surge)</i>	-	0.05
<i>Masa Adicional / Masa de la Embarcación (Sway)</i>	-	0.86
<i>Masa Adicional / Masa de la Embarcación (Yaw)</i>	-	0.21

### 5.3. MODELO NUMÉRICO DEL BUQUE PETROLERO

El modelo numérico (ver Fig. 5.1) fue construido con elemento tipo casca163 (Shell 163), cuya formulación fue desenvuelta por Belytschko, empleando cinco puntos de integración. En el análisis fue considerado el coeficiente de fricción igual a 0.3 y el tipo de contacto es ASSC. El criterio usado para la ruptura del material fue con el criterio de Peschman. En el modelo fueron utilizados elementos con dimensiones de 50 mm en el área de costado del buque petrolero, donde el buque agresor va a colisionar y las otras áreas con un tamaño de malla de 500 mm.



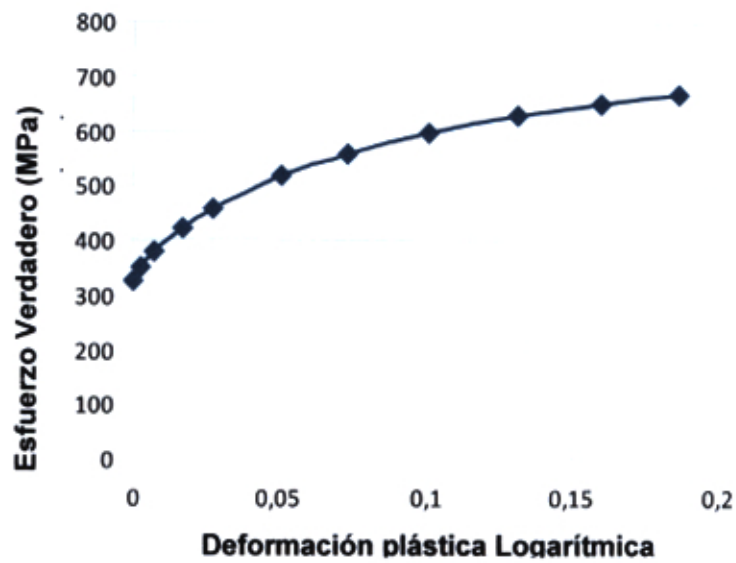


**Fig. 5.1: Modelo Numérico de FEM para colisión**

Las propiedades mecánicas de acero empleado se encuentran en la Tabla 5.2. La curva de esfuerzo verdadero por deformación plástica logarítmica es ingresado al programa y se encuentra en la Fig. 5.2

**Tabla 5.2: Propiedades Mecánica del material**

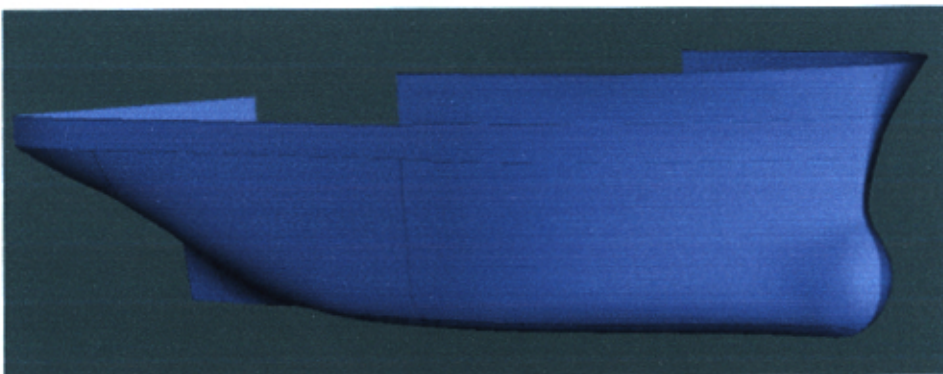
Esfuerzo de fluencia	324 MPA
Modulo de Young	210000 MPA
Coefficiente de Poisson	0.3



**Fig. 5.2 Esfuerzo verdadero por deformación plástica logarítmica del material**

#### **5.4. MODELO NUMÉRICO DEL BUQUE DE APOYO SUPPLY VESSEL (PSV)**

La modelación del buque PSV (ver Fig. 5.3) fue realizada en el programa Maxsurf, cuya forma del casco fue exportada para el ANSYS. Para evitar demasiado esfuerzo computacional, apenas la proa del PSV fue considerada en el análisis y el elemento utilizado en la discretización fue el SHELL 163 y con material de tipo rígido.



**Fig. 5.3: Modelo de la superficie del buque PSV en Maxsurf**

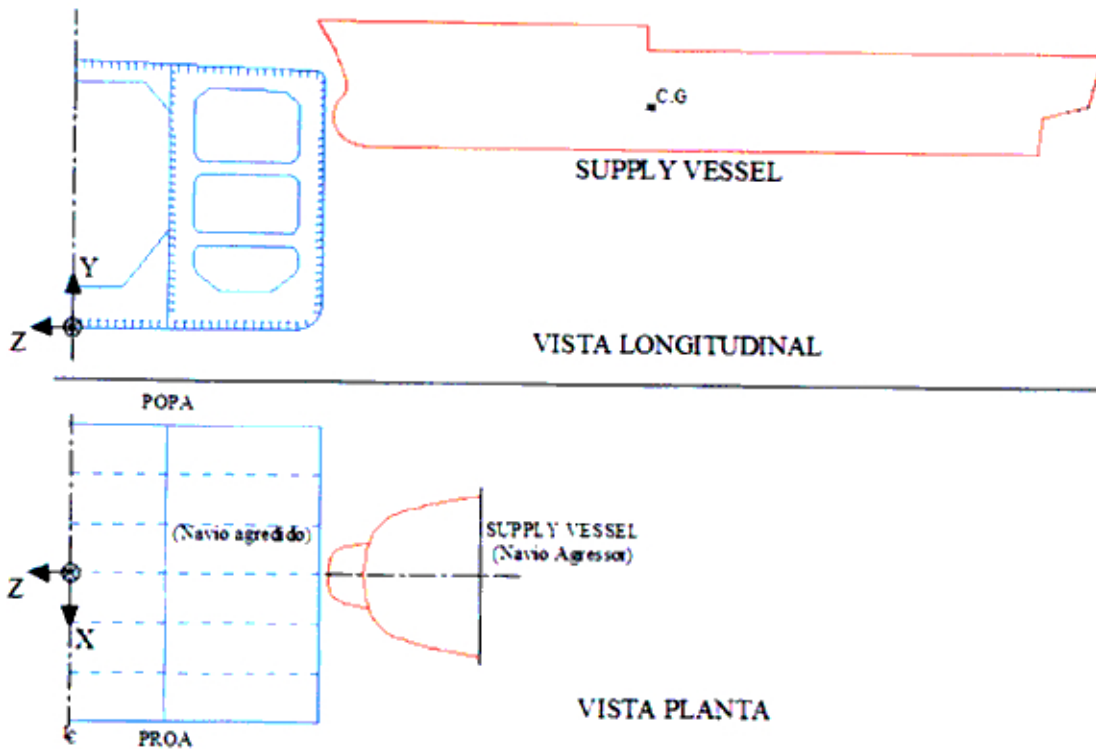
Para el modelo del buque agresor (PSV) además de la malla de elementos finitos definido por la geometría de la proa, aún es necesario incluir datos de inercia del buque, masa total considerando la masa adicional, centro de gravedad y velocidad inicial para simular el impacto contra el buque petrolero.

#### **5.4.1. Cálculo de los coeficientes de masa adicionada**

Por simplicidad los coeficientes de la masa adicionada son datos de la siguiente forma: la fuerza hidrodinámica en movimiento en surge es pequeña cuando comparada al de los movimientos en sway. Motora (1969) encontró que está entre: 0.02 e 0.07. Para nuestro caso se asumió el valor de 0.05. Pedersen encontró los coeficientes de masa adicional en la dirección sway igual a 0.85 e de yaw igual a 0.21.

#### **5.4.2. Sistemas de coordenadas del buque**

El origen de coordenadas de este sistema fue definida en la posición central del buque petrolero (ver Fig. 5.4); El eje x en la dirección longitudinal, el eje y en la dirección vertical y el eje z orientado en la dirección transversal.



**Fig. 5.4: Origen del sistema de coordenadas**

#### **5.4.3. Posición del centro de masa del buque**

Como no es considerar toda la estructura del buque agresor, para la modelación de la colisión es necesario conocer la posición del centro de masa del buque para poder simular sus movimientos. Los valores de las coordenadas del centro de masa total del buque PSV considerado son lo siguiente:

x: 0 m

y: A posición vertical va a depender del escenario de la colisión.

z: 35.32 m

#### **5.4.4. Momento de inercia en Roll, Pitch y Yaw**

El cálculo del momento de inercia del buque fue realizado por la formulación dada por Bhattacharya :

$$I = M * k^2$$

5.1)

Donde M es la masa del buque y k es el radio de giro, en relación a un eje particular. Colocando la expresión arriba en función del desplazamiento del buque es observado que los radios de giro para los tres movimientos rotacionales, Roll , Pitch e Yaw. según Bhattacharya, tenemos:

$$I = \frac{\Delta}{g} * k^2$$

5.2)

Donde:

$\Delta$  : Peso total del buque (Desplazamiento)

$g$  : Aceleración de la gravedad.

Para el caso de movimiento de Roll:

$$k_{xx} = 0.33 B \text{ y } 0.45 B \text{ ( } B \text{ es la manga del buque)}$$

Para el caso del movimiento de Pitch:

$$k_{yy} = 0.24 L \text{ e } 0.26 L \text{ ( } L \text{ es la eslora entre perpendicular del buque)}$$

Es considerado que para el movimiento en Pitch el radio de giro es poco diferente del valor estimado en Yaw.

$$k_{zz} = k_{yy}$$

$$\text{Por tanto: } I_{xx} = 0.3131 \times 10^8 \text{ m}^4$$

$$I_{yy} = 0.2324 \times 10^9 \text{ m}^4$$

$$I_{zz} = 0.2324 \times 10^9 \text{ m}^4$$

### 5.5. Cálculo de la energía de deformación

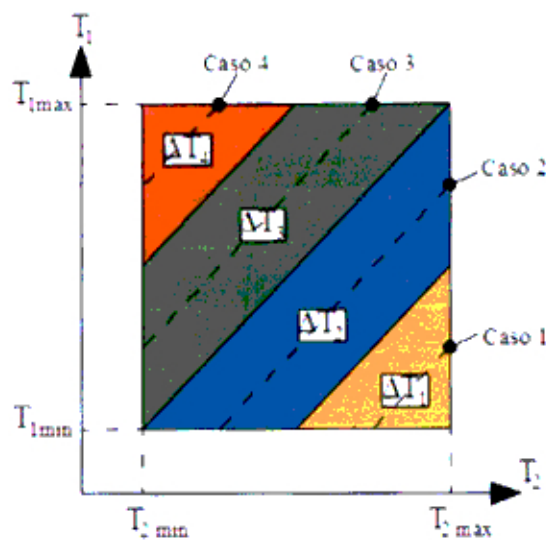
La energía de deformación a sido calculado por el procedimiento reconocido por la Germanister Lloyd para fortalecimiento en contra de colisiones, con la

consideración que no es considerado dos tipo de proa (con bulbo y sin bulbo) que es para conocer qué tipo de notación es el buque. En este caso es considerado la colisión en la dirección vertical y en la dirección longitudinal, considerando para una proa con bulbo. Esto es debido que queremos conocer que elementos estructurales son los que absorben mayor y menor energía de deformación. Esto nos permite en la fase de proyecto, cual estructura debo reforzar más que otra.

### 5.5.1. Escenario de la colisión

Nuestro interés en esta parte es conocer la energía de la deformación estructural absorbida por el buque, donde los distintos escenarios posibles de colisión se simulan a través do código de elementos finitos.

En la Fig. 5.5 se muestra todas las posibilidades de colisión en relación a los calados de ambos buques, que son divididos en 4 partes. Cada diagonal representa una variación de calado equivalente. Por tanto, cada diagonal representa un escenario de colisión.



**Fig. 5.5: Definición de la posición de calados en la dirección vertical**

Donde:

T1max. T2max: Calados de proyecto.

T1min. T2min: Calados de lastre.

En la Fig. 5.6 se muestra las distintas posiciones de los buques en la dirección vertical para los 4 escenarios definidos anteriormente.

$$T1_{max} = 5.04 \text{ m}$$

$$T1_{min} = 3.01 \text{ m}$$

$$T2_{max} = 21.62 \text{ m}$$

$$T2_{min} = 7.00 \text{ m}$$

La posición del buque agresor (Supply Vessel) en la dirección vertical ( $\Delta T$ ) depende de sus calados de proyecto y de lastre, dado por las siguientes expresiones:

$$\Delta T_1 = T_{2_{max}} - \frac{3T_{1_{min}} + T_{1_{max}}}{4} \quad (6.3)$$

$$\Delta T_2 = T_{2_{max}} - \frac{T_{1_{min}} + 3T_{1_{max}}}{4} \quad (6.4)$$

$$\Delta T_3 = \frac{T_{2_{min}} + 3T_{2_{max}}}{4} - T_{1_{max}} \quad (6.5)$$

$$\Delta T_4 = \frac{3T_{2_{min}} + T_{2_{max}}}{4} - T_{1_{max}} \quad (6.6)$$



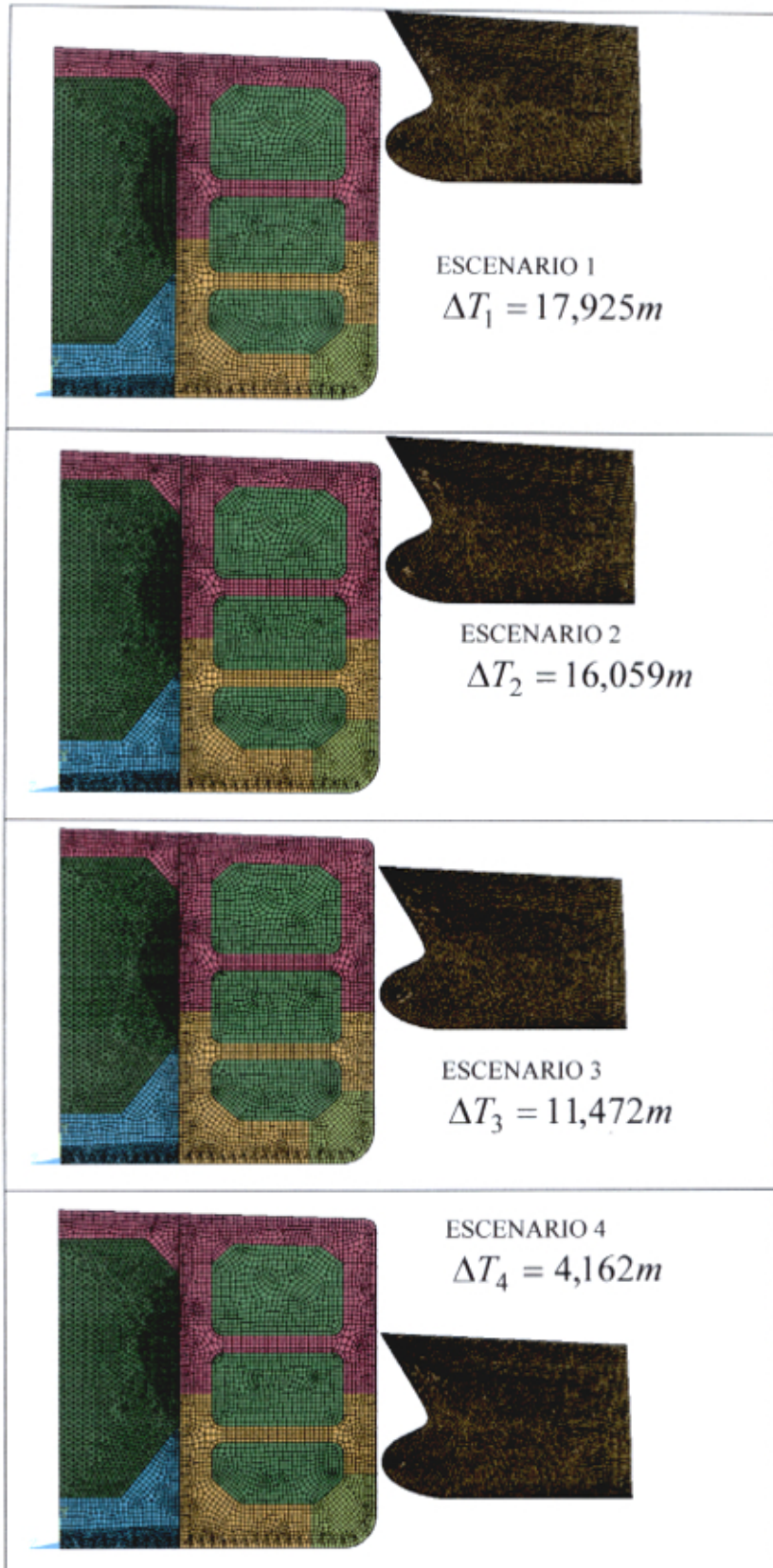


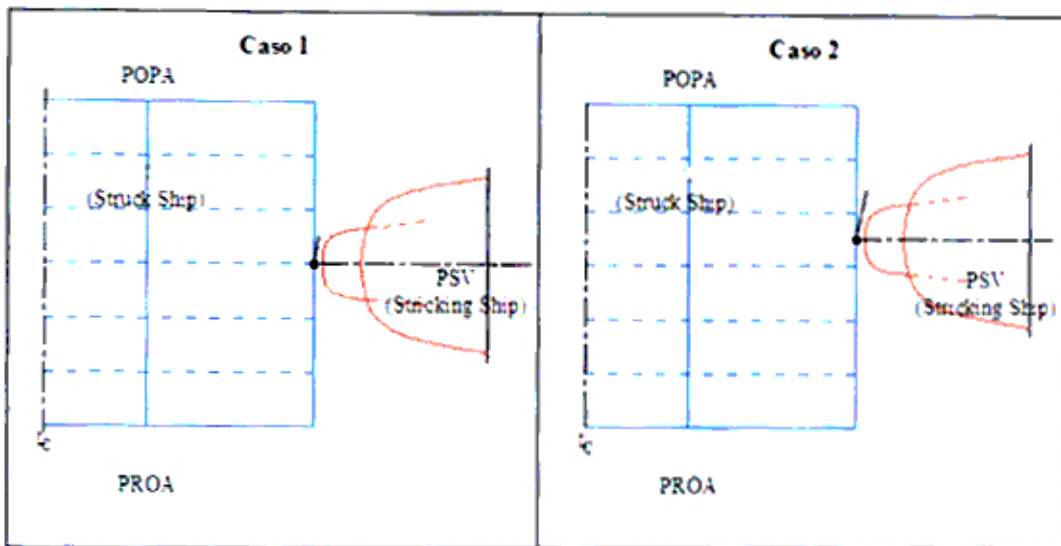
Fig. 5.6: Escenarios de la colisión



Adicionalmente, la posición en la dirección longitudinal del buque agresor en relación al buque agredido también llevará el cambio del valor de la energía crítica. En la Fig. 5.7 son mostrados los esquemas de dos casos de colisión considerados en el sentido longitudinal:

Caso 1: Colisión directa sobre la cuaderna.

Caso 2: Colisión en el punto medio entre dos cuadernas.



**Fig. 5.7: Escenario de la colisión en la dirección longitudinal**

### 5.5.2. Cálculo de la energía de deformación crítica media

Para el cálculo de la energía de deformación crítica, fueron realizados 8 simulaciones (4 en la posición vertical y 2 en la dirección longitudinal) en el programa Ansys-Lsdyna. Las consideraciones para el modelamiento a través del análisis de elementos finitos fueron lo mismo que fue analizado en el capítulo 4. El cálculo de la energía de deformación crítica media es lo siguiente:

**Directo en la caverna**

$$\bar{E}_{m1} = \frac{(E_{m1,1} + 3E_{m1,2} + 3E_{m1,3} + E_{m1,4})}{8} \quad (5.3)$$

**Entre cavernas**

$$E_{m2} = \frac{(E_{m2,1} + 3E_{m2,2} + 3E_{m2,3} + E_{m2,4})}{8} \quad (5.4)$$

**El valor medio de esos 2 valores es la Energía de deformación crítica media**

$$\bar{E}_{crit} = \frac{(E_{m1} + E_{m2})}{2} \quad (5.5)$$

El sub. índice m1 y m2 indica las posiciones en la dirección longitudinal y el sub. índice 1.2.3 y 4 las posiciones en la dirección vertical.

### **5.5.3. Cálculo de la Velocidad Crítica**

La velocidad crítica de colisión es determinada por la siguiente fórmula:

$$v_{cr} = 2.75 \sqrt{\frac{E_{crit}}{m_2} \left[ 1 + \frac{m_2}{m_1} \right]} \quad [\text{Nudos}] \quad (5.6)$$

Donde:

$E_{crit}$  = Energía de deformación crítica [KJ]

$m_1$  = Masa del buque agresor [Ton], incluyendo 10% de la masa adicionada

$m_2$  = Masa del buque agredido [Ton], incluyendo 40% de la masa adicionada

## **5.6. CÁLCULO DE LA ENERGÍA DISIPADA CALCULADO POR LA FORMULACIÓN ANALÍTICA DE PEDERSEN**

Para hacer una evaluación de la energía disipada calculada a través del modelo de elementos finitos se hará una comparación con un cálculo analítico que

desarrolló Pedersen [10]. La teoría clásica de la mecánica externa de la colisión es utilizada para determinar la energía cinética del buque agresor disipada durante la colisión. Se considera que ambos buques tienen apenas los tres grados de libertad en el plano (Surge, Sway e Yaw). Siendo los efectos de Pitch, Heave e Roll no considerados debido a sus pequeñas influencias en casos de colisión. Es supuesto un impacto puramente plástico y en tales casos la energía cinética total después de la colisión será pequeña. La energía cinética total es disipada en deformación/rasgamiento de las estructuras de los buques. La formulación de Pedersen fue implementada usando el Programa MatchCAD, cuyos cálculos se encuentran en el Apéndice A. Los cálculos para cada escenario de colisión fueron con velocidades de 1.8 m/s y 3.6 m/s para el buque agresor (PSV).

Debe ser resaltado que en esta formulación no son consideradas las posiciones longitudinales del buque agresor en relación al buque agredido habiendo 4 escenarios de colisión. En la Tabla 5.3 es presentado un resumen de los resultados obtenidos para la energía disipada:

**Tabla 5.3: Energía disipada según el cálculo analítico de Pedersen[10]**

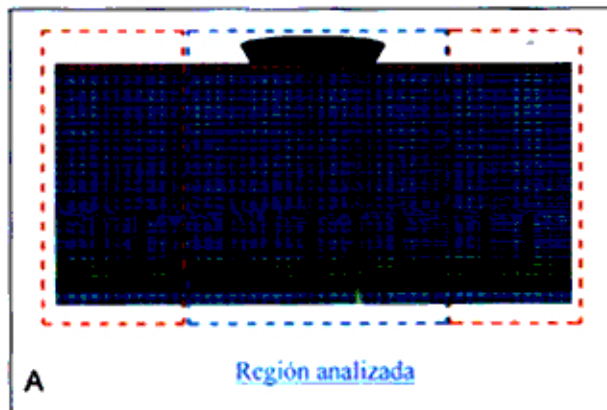
Escenario de la colisión	Variación de calado(m)	Energía disipada (MJ)	
		V=1.8 m/s	V=3.6 m/s
1	17.93	5.16	23.02
2	16.06	8.52	37.98
3	11.47	10.25	45.69
4	4.16	10.13	45.17

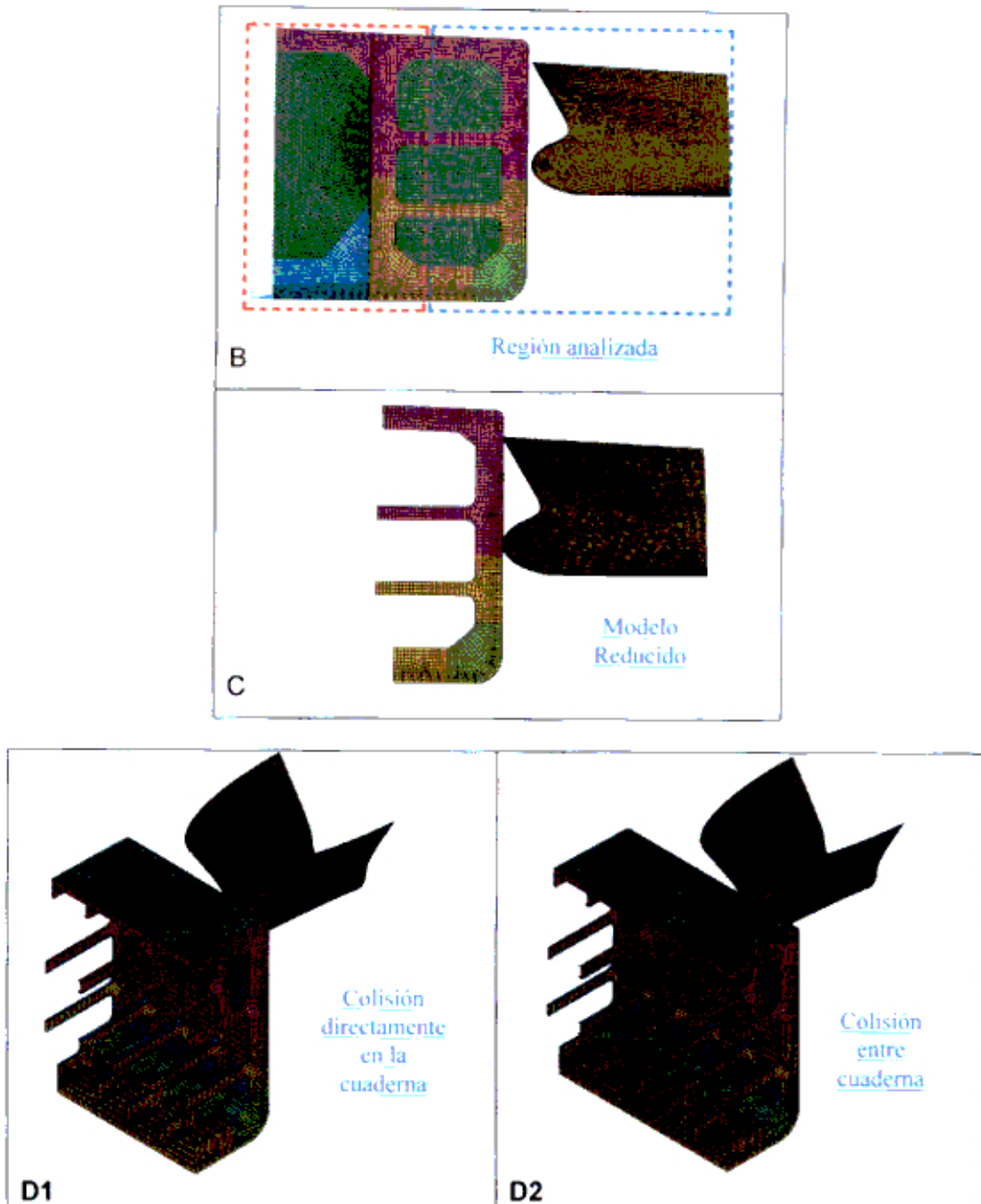
## 5.7. REDUCCIÓN DEL MODELO

Debido al excesivo tiempo computacional para realizar el análisis de la colisión por elementos finitos del modelo completo, como mencionado en el ítem 5.3 considerando dos bodegas del buque petrolero, fue necesario hacerse una reducción del modelo. Esta reducción debe objetivar la economía en el tiempo de computación sin grandes alteraciones en respuesta de la fuerza de impacto y en la energía interna de deformación. Esto fue conseguido haciéndose las siguientes simplificaciones:

- Impacto directamente en la cuaderna: El buque agresor debe atigrir el buque petrolero en la parte central considerando 5 cuadermas.
- Impacto entre cuadermas: El buque agresor debe atigrir la chapa de costado en la parte central considerando 6 cuadermas.

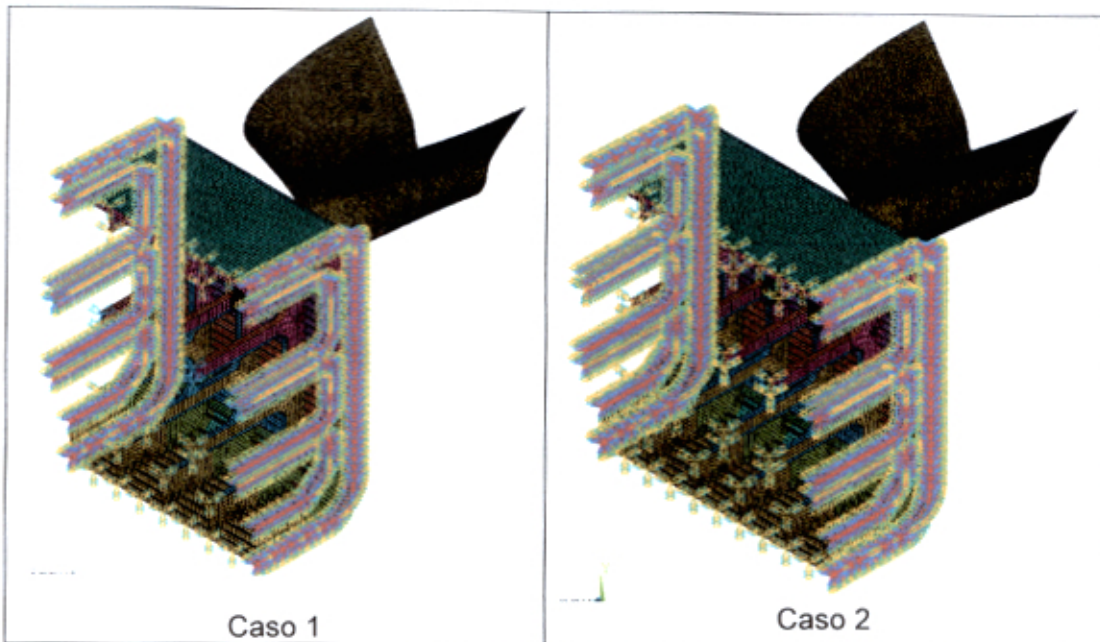
Transversalmente, se considero apenas la parte estructural del buque petrolero comprendida entre el mamparo longitudinal y el costado. En los esquemas mostrados en la Fig. 5.8, se presenta todas as consideraciones hechas en relación a la reducción del modelo.





**Fig. 5.8: Reducción del modelo numérico**

Las condiciones de contorno, para ambos casos, que presentaron mejores resultados cuando comparados con el modelo completo fue el de restricción completa de los nodos en las cuadernas de las extremidades y de los nodos que estarían en contacto con el mamparo longitudinal (ver Fig. 5.9).



**Fig. 5.9: Condiciones de contorno**

En el modelo reducido se utilizan elementos con dimensiones iguales a 50 mm en la región de costado del buque petrolero donde habrá la colisión y en las demás regiones fue empleada malla con elementos de 300x350 mm (ver Figura 5.10), resultando una buena aproximación para los cálculos. El criterio de falla aplicando en el análisis fue el criterio de Peschman, calculando la deformación crítica para todos los miembros estructurales del modelo permitiéndose la simulación de la ruptura de los elementos cuando el valor de la deformación crítica sea mayor que el calculado por el criterio.



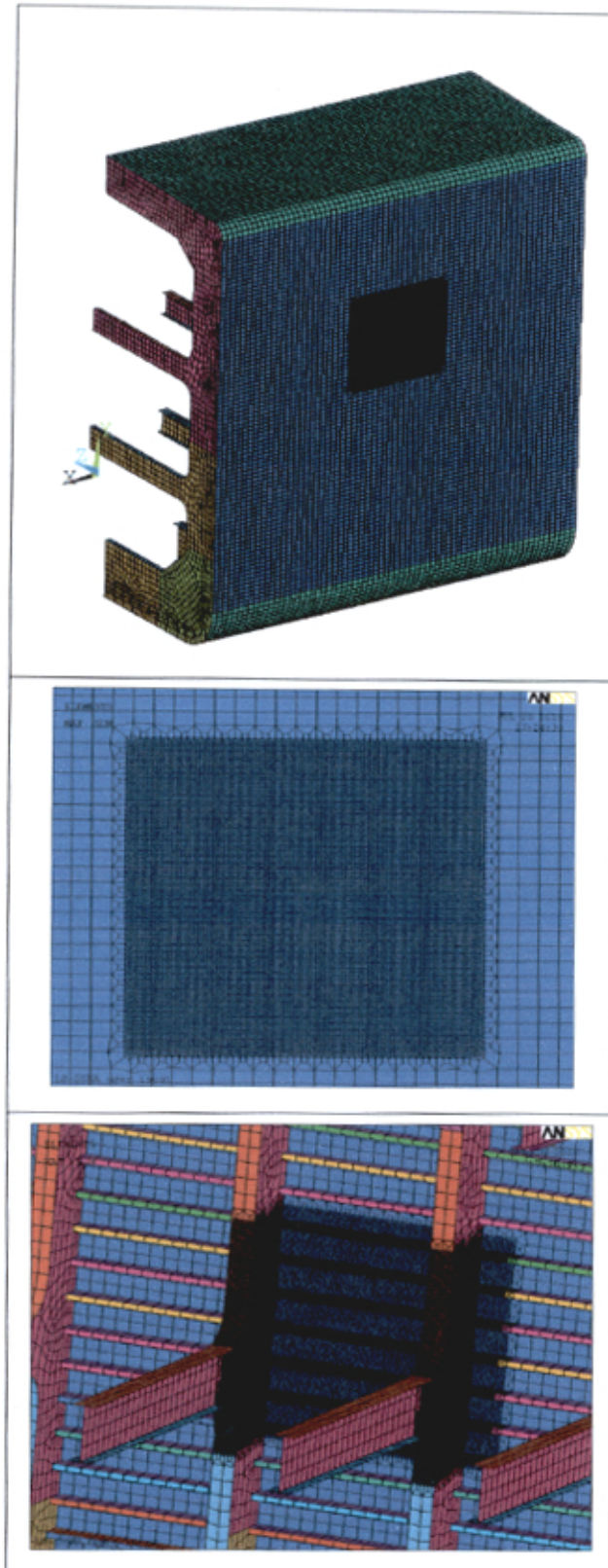


Fig. 5.10: Vistas de la malla de elementos.

## 5.8. RESULTADOS

Los resultados del análisis fueron obtenidos a través del programa LS-PREPOST 2.2, cuyos gráficos muestran las curvas fuerza vs. Tiempo y las curvas de la energía de deformación vs. Tiempo para los distintos escenarios de la colisión.

### 5.8.1. Resultado para el caso BWF (Colisión entre cuadernas/

$v=1.8\text{m/s}$ )

La fuerza y la energía de deformación producida durante la colisión del buque de apoyo (PSV), con velocidad de 1.8 m/s, y el buque petrolero en los distintos escenarios de la colisión, son presentadas en la Fig. 5.11 y la Fig. 5.12 respectivamente. En todos los escenarios de la colisión del PSV sucede entre dos cuadernas del buque petrolero

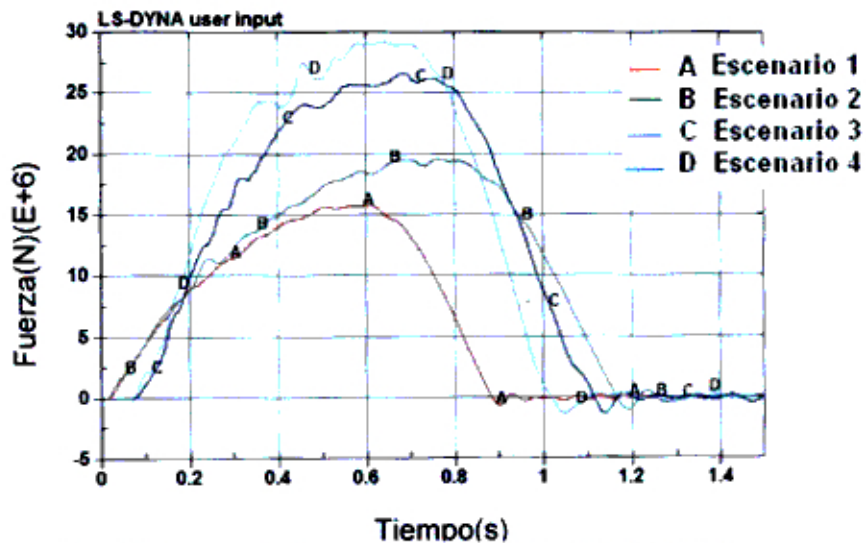


Figura 5.11: Fuerza de Impacto vs tiempo ( $V=1.8\text{ m/s}$ )



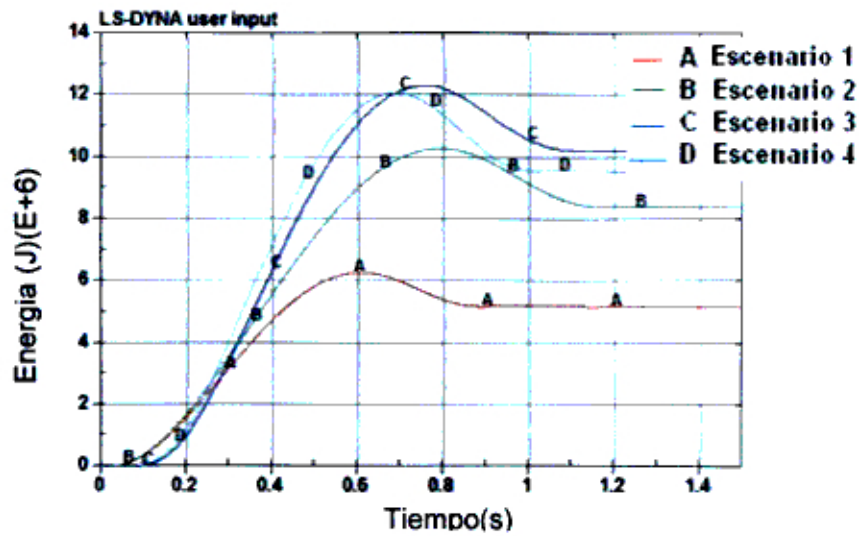


Figura 5.12: Energías de deformación vs tiempo (V=1.8 m/s)

En la Tabla 5.4 se presentan para los escenarios de colisión. Correspondientes las diferencias de calados ( $\Delta T$ ), la fuerza máxima, la energía de deformación y la penetración. Se debe resaltar que en ningún de los casos hubo ruptura del casco debido a bajo valor de la energía de deformación.

Tabla 5.4: Resumen de los resultados de la simulación (BWF)

Escenarios	$\Delta T$ (m)	Fuerza Máx. (MN)	Energía (MJ)	Penetración(m)
1	17.92	15.86	6.29	0.65
2	16.06	19.71	10.30	0.89
3	11.47	26.70	12.32	0.92
4	04.16	29.28	12.09	0.84

La energía crítica dada por la fórmula 6.4 es:

$$E_{ml} = \frac{6.29 + 3 \cdot 10.3 + 3 \cdot 12.32 + 12.09}{8}$$

$$E_{ml} = 10.713 \text{ MJ}$$

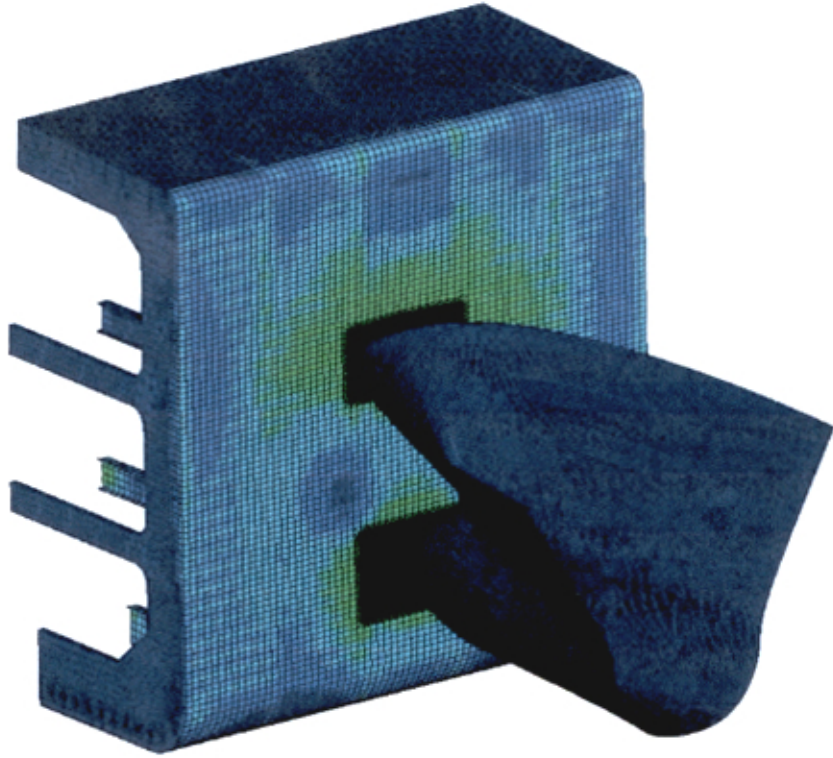


Fig. 5.13: Escenario de colisión 4

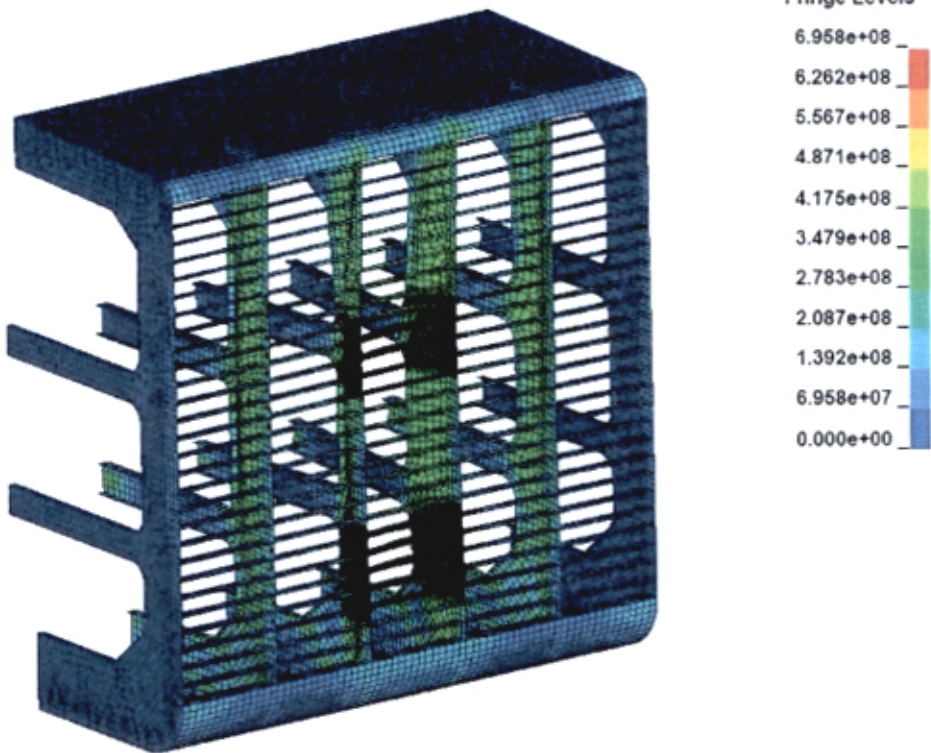


Fig. 5.14: Colisión del buque entre cuadernas (escenario 4)

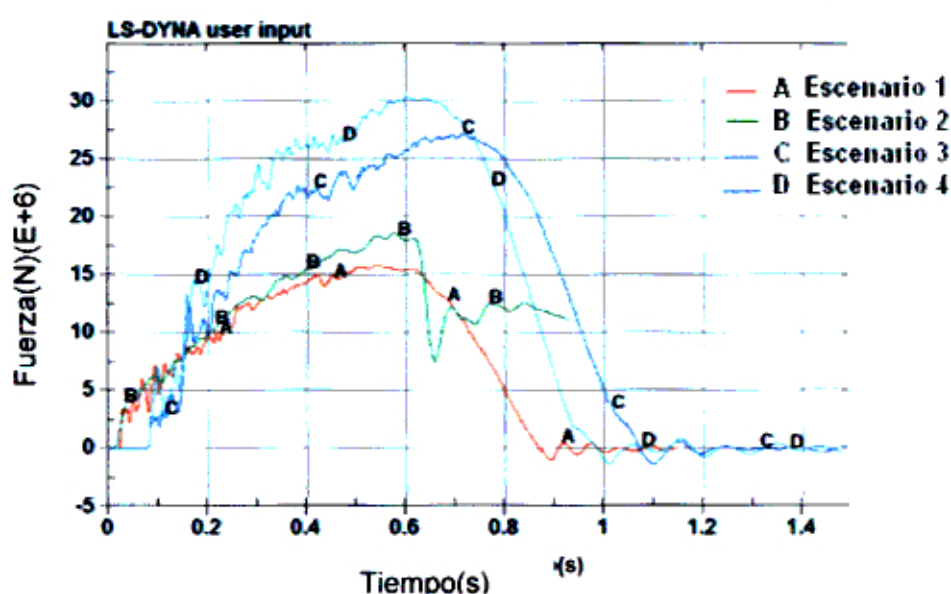
En la Tabla 5.5 se presenta la energía de deformación de los principales miembros estructurales en porcentaje de la energía de deformación total. En los porcentajes correspondientes a los refuerzos fueron incluidas las parcelas de los chapeamientos de la cubierta y del fondo, eso es porque ellos tienen poca participación en la energía de deformación.

**Tabla 5.5: Energía de deformación de los miembros estructurales**

Escenarios	Costado (%)	Cuadernas (%)	Refuerzos (%)
1	48.92	31.99	19.09
2	47.53	33.01	19.46
3	40.92	31.06	28.02
4	38.39	35.72	25.89

#### 5.8.2. Resultado para el caso DWF (Sobre una cuaderna/ $v=1.8\text{m/s}$ )

La fuerza y la energía de deformación producida durante a colisión del buque de apoyo (PSV), con velocidad de 1.8 m/s y el buque petrolero en los distintos escenarios de colisión, son presentadas en la Fig. 5.15 y la Fig. 5.16 respectivamente. En todos los escenarios a colisión del PSV acontece sobre una cuaderna del buque petrolero.



**Fig. 5.15: Fuerza de Impacto vs tiempo ( $V=1.8\text{ m/s}$ )**

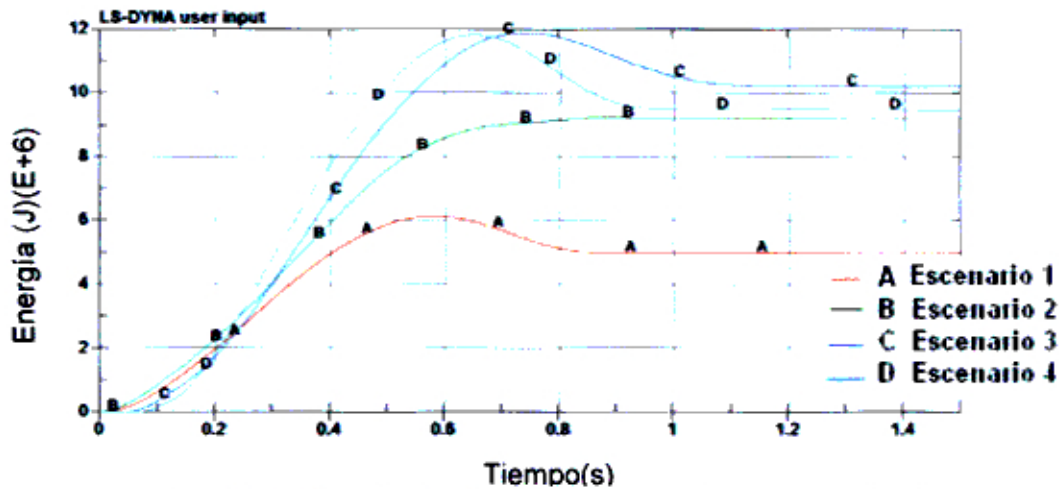


Fig. 5.16: Energía de deformación vs tiempo ( $V=1.8$  m/s)

En la Tabla 5.6 se presenta para los escenarios de la colisión. Correspondientes las diferencias de calados ( $\Delta T$ ), la fuerza máxima, la energía de deformación y la penetración. Debe ser resaltado que en ningún de los casos hubo ruptura del casco debido al bajo valor de la energía de deformación.

Tabla 5.6: Resumen de los resultados de la simulación

Escenarios	$\Delta T$ (m)	Fuerza Máx. (MN)	Energía (MJ)	Penetración(m)
1	17.92	15.88	6.13	0.62
2	16.06	18.62	9.25	0.88
3	11.47	27.26	11.89	0.73
4	04.16	30.47	11.82	0.65

La energía crítica dada por la fórmula 6.3 es:

$$Em2 = \frac{6.13 + 3 \cdot 9.25 + 3 \cdot 11.89 + 11.82}{8}$$

$$Em2 = 10.17MJ$$

En la Tabla 5.7 se presenta la energía de deformación de los principales miembros estructurales en porcentaje de la energía de deformación total del casco.

**Tabla 5.7: Porcentaje de la energía de deformación de los miembros estructurales**

Escenarios	Casco (%)	Cuadernas (%)	Refuerzos (%)
1	39.05	43.46	17.48
2	42.95	39.87	17.18
3	35.74	41.08	23.17
4	32.57	44.16	23.27

El valor de la energía de deformación crítica media dado por la formula 6.5 para a velocidad de 1.8m/s es:

$$E_{crit} = \frac{(E_{m1} + E_{m2})}{2}$$

$$\overline{E_{crit}} = 10.44 MJ$$

### 5.8.3. Resultado para el caso BWF (Colisión entre cuadernas/

**v=3.6m/s)**

También fue simulado un segundo caso, cuando la velocidad de colisión es el doble del caso anterior (V=3.6 m/s). En la Tabla 5.8 es mostrado un resumen de los valores de la fuerza máxima, de la energía de deformación y la penetración y en la Tabla 5.10 se presenta la energía interna de los principales miembros estructurales en porcentaje.

**Tabla 5.8: Resumen de los resultados de la simulación (BWF)**

Escenarios	$\Delta T(m)$	Fuerza Máx. (MN)	Energía (MJ)	Penetración(m)
1	17.92	28.22	20.18	1.40
2	16.06	26.90	25.89	2.17
3	11.47	53.03	46.66	1.89
4	04.16	52.23	42.56	1.90

La energía crítica es dada por la fórmula 6.4 y es:

$$E_{m3} = \frac{20.18 + 3 \cdot 25.89 + 3 \cdot 53.03 + 52.23}{8}$$

$$E_{m3} = 35.05 MJ$$

En la Tabla 5.9 se presenta la energía de deformación de los principales miembros estructurales en porcentaje de la energía de deformación total del casco.

**Tabla 5.9: Porcentaje de la energía de deformación de los miembros estructurales (BWF)**

Escenarios	Casco (%)	Cuadernas (%)	Refuerzos (%)
1	52.95	30.49	16.56
2	52.37	17.79	29.83
3	50.40	25.93	23.67
4	48.84	26.73	24.43

**5.8.4. Resultado para el caso DWF (Directamente en la cuaderna/  
v=3.6m/s)**

En la Tabla 5.10 es mostrado un resumen de los valores de fuerza máxima, la energía de deformación y la penetración y en la Tabla 5.11 se presenta la energía interna de deformación de los principales miembros estructurales.

**Tabla 5.10: Resumen de los resultados de la simulación (DWF)**

Escenarios	$\Delta T(m)$	Fuerza Máx. (MN)	Energía (MJ)	Penetración(m)
1	17.92	25.71	18.99	1.44
2	16.06	39.55	28.09	2.15
3	11.47	45.32	39.66	1.90
4	04.16	48.06	41.93	1.73

La energía crítica es dada por la fórmula 6.3 y es:

$$E_{m4} = \frac{20.18 + 3 \cdot 25.89 + 3 \cdot 53.03 + 52.23}{8}$$

$$E_{m4} = 32.02 MJ$$

En la Tabla 5.12 se presenta la energía de deformación de los principales miembros estructurales en porcentaje de la energía de deformación total del casco.

**Tabla 5.11: Porcentaje de la energía Interna de los miembros estructurales (BWF)**

Escenarios	Casco (%)	Cuadernas (%)	Refuerzos (%)
1	54.58	30.53	14.89
2	41.78	27.34	30.87
3	46.57	29.41	24.01
4	46.43	30.34	23.23

El valor de la energía de deformación crítica media dado por la formula 6.5 para a velocidad de 3.6 m/s es:

$$\overline{E_{crit}} = \frac{(E_{m3} + E_{m4})}{2}$$

$$\overline{E_{crit}} = 33.53 MJ$$

La velocidad crítica cuando el buque fue asumido con una velocidad de colisión 1.8m/s dio como resultado una velocidad de 1.77 m/s, valor cerca al asumido, sin embargo no ocurrió ruptura en el casco. La velocidad crítica cuando el buque fue asumido con una velocidad de colisión doble del anterior de 3.6m/s dio como resultado una velocidad crítica de 3.19 m/s, valor debajo al valor asumido donde si ocurrió la ruptura del casco (ver tabla 5.12)



**Tabla 5.12: Velocidad Crítica**

Item	Velocidad asumida (m/s)	Energía crítica (KJ)	Velocidad crítica (m/s)
caso 1	1.8	10 440	1.77
caso 2	3.6	33 530	3.19

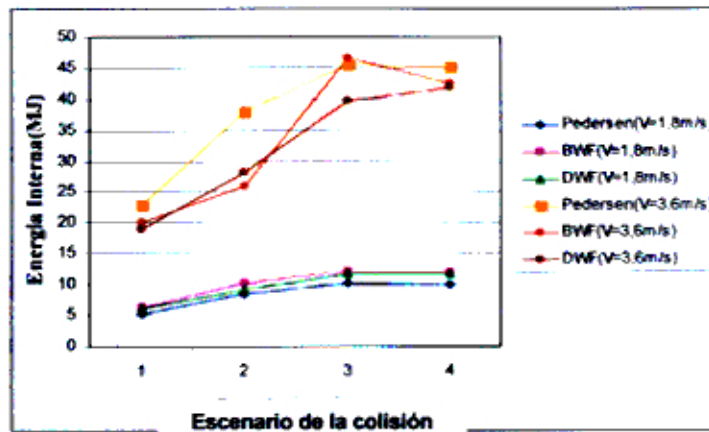
Se puede observar que la formulación dada por la clasificadora no fue satisfactoria para el caso 1 donde la velocidad de colisión fue asumida 1.8 m/s, caso contrario ocurre en el segundo caso donde la velocidad asumida de 3.6 m/s dio una velocidad crítica de 3.19 m/s lo cual es una mejor aproximación. Esto solo puede ser observado mediante la simulación de elementos finitos.

## 5.9. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS

- En la Fig. 5.17 se puede observar la comparación de la energía de deformación obtenidas a través del programa ANSYS/LS-DYNA y la energía cinética disipada usando un cálculo analítico, para velocidades de colisión de 1.8 m/s y 3.6 m/s. Puede ser observado en este gráfico que para  $V = 1.8$  m/s el cálculo analítico presentó, en todos los casos, resultados inferiores para la energía. Para la velocidad de 3.6 m/s ocurrió lo contrario, la energía calculada por el método analítico fue mayor en todos los casos, excepto en el escenario 3, en que el cálculo numérico fue apenas 2.1% mayor. Los gráficos también muestran que en eventos con pequeños valores de la energía de deformación el método analítico tiende a ser menos conservador en cuanto para eventos de accidentes involucrando valores más altos de energía el método analítico tiende a ser muy conservador.



- Como en el caso de la velocidad  $V = 1.8 \text{ m/s}$  no hubo ruptura del casco y en el caso de  $V = 3.6 \text{ m/s}$  ocurrió lo contrario, donde hubo ruptura del casco del buque agredido (Buque petrolero), podemos inferir que a velocidad crítica para que haya ruptura está entre esos dos valores, como es calculado anteriormente que fue de  $3.19 \text{ m/s}$



**Fig. 5.17: Resumen de la energía para distintos escenarios de colisión**

- La mayor energía interna máxima absorbida para los distintos escenarios ocurrió en el escenario 3, con una variación de calado de  $11.47 \text{ m}$ , para ambas velocidades de colisión. La energía calculada numéricamente fue mayor que a energía calculada analíticamente por el método de Pedersen.
- Para el caso de colisión entre las cavernas (BWF), el chapeamento del costado es el que tiene mayor porcentaje de la energía de deformación en todos los escenarios y en las dos velocidades. Cuando el impacto se da directamente en la caverna (DWF) para la menor velocidad las propias cuadernas es que presentan mayor porcentaje en la absorción de energía en el chapeamento de costado más el caso contrario dio para velocidad de  $3.6 \text{ m/s}$  mismo con la colisión directamente sobre la cuaderna en todos los escenarios la mayor parte de la energía absorbida fue en el chapeamento del costado.

## CONCLUSIONES

1. El modelo numérico propuesto desarrollo la colisión de un buque de apoyo (PSV) que colisiono perpendicularmente con un buque petrolero, con velocidades de colisión de 1.8 m/s e 3.6 m/s. En la tabla 6.1 y 6.2 se muestran un resumen de los valores máximos de la fuerza, la energía de deformación, penetración del daño y el tiempo de ocurrencia de la fuerza máxima para los distintos escenarios de la colisión

**Tabla 6.1: Resumen de cálculos para velocidad de 1.8 m/s**

Escenarios	Fuerza (MN)		Energía (MJ)		Penetración(m)		Tiempo(s)	
	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF
<b>1</b>	15.86	15.88	6.29	6.13	0.65	0.62	0.61	0.54
<b>2</b>	19.71	18.62	10.30	9.25	0.89	0.88	0.76	0.57
<b>3</b>	26.70	27.26	12.32	11.89	0.92	0.73	0.68	0.74
<b>4</b>	29.28	30.47	12.09	11.82	0.84	0.65	0.64	0.65

**Tabla 6.2: Resumen de cálculos para velocidad de 3.6 m/s**

Escenarios	Fuerza (MN)		Energía (MJ)		Penetración(m)		Tiempo(s)	
	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF
<b>1</b>	28.22	25.71	20.18	18.99	1.40	1.44	0.42	0.36
<b>2</b>	26.90	39.55	25.89	28.09	2.17	2.15	0.3	0.65
<b>3</b>	53.03	45.32	46.66	39.66	1.89	1.90	0.49	0.38
<b>4</b>	52.23	48.06	42.56	41.93	1.90	1.73	0.44	0.37

**BWF:** Colisión entre cavernas.

**DWF:** Colisión directamente en la cuaderna.

2. En las Tablas 6.3 y 6.4 son presentados un resumen de las distribuciones de las energías de deformaciones. en porcentaje de la energía total. por los principales componentes de la estructura.

**Tabla 6.3: Resumen de la energía interna de los principales miembros estructurales (V=1.8)**

Escenarios	Costado (%)		Cuadernas (%)		Refuerzos (%)	
	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF
1	48.92	39.05	31.99	43.46	19.09	17.48
2	47.53	42.95	33.01	39.87	19.46	17.18
3	40.92	35.74	31.06	41.08	28.02	23.17
4	38.39	32.57	35.72	44.16	25.89	23.27

**Tabla 6.4: Resumen de la energía interna dos principales miembros estructurales (V=3.6 m/s)**

Escenarios	Costado (%)		Cuadernas (%)		Refuerzos (%)	
	BWF	DWF	BWF	DWF	BWF	DWF
1	52.95	54.58	30.49	30.53	16.56	14.89
2	52.37	41.78	17.79	27.34	29.83	30.87
3	50.40	46.57	25.93	29.41	23.67	24.01
4	48.84	46.43	26.73	30.34	24.43	23.23

3. Con estos resultados nos permiten evaluar que criterios debemos tomar para determinar espesores en la estructura y cuáles son los miembros estructurales más afectados.
4. Esto nos permite proyectar en la etapa de diseño cuando nuestro buque este llevando alguna carga de material peligroso y cuál es la velocidad máxima de aproximación de los demás buque.
5. Se puede predecir con este método , que áreas debe tener mayor seguridad cuando ocurra alguna colisión que tenga la pérdida de los miembros estructurales del buque, verificando mayores posibles áreas afectadas después de la colisión, importante en la fase de Pre-diseño

6. Cuando la colisión fue con una velocidad  $V = 1.8 \text{ m/s}$  no hubo ruptura del casco y en el caso cuando la colisión fue de una  $V = 3.6 \text{ m/s}$  ocurrió lo contrario, donde ocurrió ruptura de la estructura del buque agredido (Buque petrolero), podemos inferir que la velocidad crítica para que haya ruptura está entre esos dos valores, como es calculado anteriormente que fue de  $3.19 \text{ m/s}$ . Se observó una contradicción con la formulación de la velocidad crítica, que es calculado como indica en la clasificadora Germanischer Lloyd donde se calculó que para una velocidad crítica de  $1.79 \text{ m/s}$  ocurre ruptura de la estructura, caso que no ocurrió durante la simulación de  $1.8 \text{ m/s}$ .
7. Para el caso de colisión entre las cuadernas (BWF), la chapa de costado es el que tiene mayor porcentaje de la energía de deformación en todos los escenarios y en las dos velocidades analizadas.

## **RECOMENDACIONES**

1. **Evaluar otros criterios de falla.**
2. **Estudiar casos en la cual no es considerado el buque agresor como rígido.**
3. **Evaluar casos del buque con carga externas e internas.**
4. **Evaluar para otro ángulo de colisión.**
5. **Con el método desarrollado para el cálculo de la energía de deformación podríamos recomendar utilizar el método de Peschman para un tamaño de malla de 50 mm en caso de una colisión entre dos buques.**

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] MURAYAMA, Y. E YAMAZAKI Y., Evaluation of Navigators' Performance Shaping Factors in Marine Incidents. Maritime Labour Research Institute e Toyama National College of Maritime Technology; Toyama, Japan (2003)
- [2] A.W.VREDEVELT, L.J.WEVERS,L AND LEMMEN, et al. Full Scale ship Collision Test, In:3er International Symposium on Structural Crashworthiness and Failure ,Liberpool,1993.
- [3] MINORSKY VU. Analysis of ship collision with reference to protection of nuclear power ships, Journal Ship Resources .1959
- [4] PETERSEN MJ. Dynamics of Ship Collisions. Ocean Engineering, 1982.
- [5] WOISIN G. Design against Collision. Schiff & Hafen,Vol 31.No.2.pp 1059-1069,Germany ,1979.
- [6] KIERKEGAARD, H. Ship Collisions with Icebergs, PhD. Thesis ,Department of Naval Architecture and Offshore Engineering ,Technical University of Denmark, Lyngby, April,1993.
- [7] SIMONSEN, B.C. Mechanics of Ship Grounding .Ph. D. Thesis ,Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark Lyngby, February,1997.

[8] ZHANG. S. The Mechanics of Ship Collisions, Ph. D Thesis, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, Lyngby, 1999.

[9] DONGHUI CHEN, Simplified Ship Collision Model. M. Sc, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 2000.

[10] PEDERSEN, P. T., ZHANG, S., "On impact mechanics in ship collisions". Marine Structure 11 (1998), pp. 429-449(1998)

[11] ARITA, K. A, Study on the Collision Strength of Ships. Dr Eng. Dissertation, Department of Naval Architect and ocean Engineering, Osaka University, Osaka, December ,1986.

[12] PAIK J.K, Cutting of Longitudinally Stiffened Plate. Journal of Ship Research.Vol.38. No. 4.pp.340-348

[13] PREBEN TERNDRUP PEDERSEN,YASURAHIRA YAMADA,Simplified Analysis Tool for Ship-Ship Collision. Proceedings of the Seventeenth International Offshore and Polar Engineering Conference,Lisboa,Portugal, July, 2007

[14] PREBEN TERNDRUP PEDERSEN, YUJIE LI (2008), On the Global Ship Hull Bending Energy in Ship Collisions,Marine Structures xxx(2008)1-10, Lyngby,Denmark,24 April.

[15] ZHANG L,EGGE ED,BRUHMS H., et al., Aprova Procedure concept for Alternative Arrangements, In:Proceedings of the Third International conference on Collision and grounding of Ship,Japan 2004:84-97.

- [16] SOERENS EHLERS, JOEP B, HAGBART S. ALSOS, et al., Simulating the Collision response of side structures: A Failure Criteria Benchmark Study, In International Shipbuilding Progress 55.(127-144),2008
- [17] I. PILL & K.TABRI.(2009), Finite Element simulations of ship collision: A coupled approach to external dynamics and inner mechanics . Taylor&Francis Group, London, ISBN 978-0-415-54934-9,2009.
- [18] DIMITRIS SERVIS,GEORGE V.,MANOLIS S.,et al.. (2005). Implementation of the T-failure Criterion in finite element methodologies, Marine Structures, 2004.
- [19] PURNENDU K. DAS, NIGEL BARLTROP,'A comparative Study on the structural integrity of single and double side bulk carriers under collision damage". Marine Structures 18(2005)511-547.
- [20] P.T.PEDERSEN, G.WANG. A literature review of risk assessment of Ship Collision. In: Proceeding of OMAE2007.The 26th Offshore Mechanics and Artic. Engineering Conference.
- [21] JORGE PESHMAN,EIKE LENHMANN, Energy absorption by the steel structure of ships in the event of collisions" .Marine Structure 15(2002) 429 – 441.
- [22] O.KITAMURA.."FEM approach to the simulation of collision and grounding damage".Marine Estructures 15(2002) 403 – 428.
- [23] Motora,S. et al., "Equivalent Added Mass Frequency and Mode Shape", Van Nostrand Reinhold Co., New York,1979.
- [24] WANG G., Structural analysis of ship collisions and grounding. PhD thesis, The University of Tokyo, December, 1995.



[25] WANG, G., JIANG, D.J. AND SHIN, Y. (2003), et al., Consideration of collision and contact damage risks in FPSO structural designs, OTC-15316, Offshore Technology Conference, Houston, TX, 5-8 May 2003.

[26] MCCLINTOCK, F. A., A criterion for ductile fracture by growth of holes. *Journal of Applied Mechanics*, Transactions of the ASME 35, 363–371, 1968

[27] RICE, J., TRACEY, D., On the ductile enlargement of voids in triaxial stress fields. *Journal of the mechanics and physics of solids*, 17, 201–217, 1969.

[28] HANCOCK, J. W., MACKENZIE, A. C. On the mechanisms of ductile failure in high-strength steels subjected to multi-axial stress-states. *Journal of Mechanics and Physics of Solids* 24, 147–169, 1976

[29] MACKENZIE, A. C., HANCOCK, J. W., BROWN, D. K., et al., On the influence of state of stress on ductile failure initiation in high strength steels. *Engineering Fracture Mechanics* 9, 167–188, 1977.

[30] COCKCROFT, M. G., LATHAM, D. J., et al., Ductility and the workability of metals. *Journal of the Institute of Metals*, 1968

[31] TÖRNQVIST R, Design of crashworthy ship structures. PhD Dissertation, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, 2003.

[32] AMDAHL, J., KAVLIE, D., 1992. Experimental and numerical simulation of double hull stranding. DNV-MIT Workshop on: Mechanics of Ship Collision and Grounding

[33] PAIK, J. K., AMDAHL, A., BARLTROP, et al., ISSC Committee V.3, Collision and Grounding, In: International Ship and Offshore Structures Congress, San Diego, USA, 2003.

[34] HAGBART S. ALSOS. Analysis of Ship Grounding. Assessment of ship damage, fracture and hull girder behavior. Ph.D. Dissertation, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, 2008.

[35] BOMEL FPSO/Shuttle Tanker Offloading – Safety case review ,draft report for HSE by the BOMEL Consortium

[36] MOAN, T., AMDAHL, J. AND WANG, et al., Risk Assessment of FPSOs with emphasis on Collision, The Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Boston, 2002.

[37] LS DYNA THEORY MANUAL. Contact impact Algorithm .

[38] PAIK, J.K. and CHUNG. J.Y, On dynamic/impact tensile strength characteristics of thin high tensile steel materials for automobiles ,Trans.The Korea Society of Automotive Engineers, SAE No 99370060, Vol.7, No.2, pp.268-278.

[39] KULZEP A, PESCHAMN J. Seitenkollision von Doppelhullenschiffen [Side collisions of Double Hull Ships]. Final Report on the BMBF Joint Research Programme 'Life Cycle Design', Part D2A. Technical University of Hamburg, Hamburg, 1999.

[40] PESCHMAN J, KULZEP A., KULZEP A. Seitenkollision von Doppelhullenschiffen [Side Collisions of Double Hull Ships]. Developments in Ship Technology, BMBF Status Seminar 1999, Verlag TU. V Rheinland, 1999.

[41] T. BELYTSCHKO, W.K. LIU AND B. MORAN, Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures, John Wiley & Sons Ltd., 2000.

[42] DNV-OS-C401, Fabrication and Testing of Offshore Structures, Offshore Standard - Det Norske Veritas, October 2009

[43] – Silva, G. G., Resistência Residual Pós-Colisão de Painéis Enrijecidos em FPSO. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2001.

[44] MAXSURF, Integrated Naval Architecture & Ship Construction Software VS13, Formation Design Systems Pty. Ltd. March, 2008.

[45] BHATTACHARYYA, R., Dynamics of Marine Vehicles. New York, Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc, 1978.

[46] ANSYS 12.0 , "Structural Analysis Guide ".Release 2, 2009

[47] ABS. Guide for assessing hull girder residual strength. HoustonTX, USA: America Bureau of Shipping; 1995

[48] ABS. Common Structural Rules for Oil Tankers. Section 7/2.2.1. HoustonTX, USA: America Bureau of Shipping; 2010

[49] BATHE, K.J. Finite Element Procedures. New Jersey, Prentice Hall, 1982.

[50] TROVOADRO, L. C., Influência das distorções geométricas iniciais na resistência estrutural de buques tanque, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica– Escola Politécnica / UFRJ 2010.