

INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE COLUNA DE PLATAFORMA SEMI-  
SUBMERSÍVEL, SUJEITA A COLISÕES DE EMBARCAÇÕES

Alexandre Pacheco Saraiva

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS  
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA OCEÂNICA.

Aprovada por:

---

Prof. Júlio César Ramalho Cyrino, D.Sc.

---

Prof. Theodoro Antoun Netto, Ph.D.

---

Dr. Luís Alberto D'Angelo Aguiar, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JULHO DE 2005

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

SARAIVA, ALEXANDRE PACHECO

Integridade Estrutural de Coluna  
de Plataforma Semi - Submersível,  
sujeita a Colisões de Embarcações,  
[Rio de Janeiro] 2005.

XVI, 139 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,  
M.Sc., Engenharia Oceânica, 2005).

Tese – Universidade Federal do Rio de  
Janeiro, COPPE.

1. Estruturas Oceânicas; 2. Colisão de  
Navios

I. COPPE/UFRJ - II. Título (série )

Aos meus pais



## AGRADECIMENTOS

Ao professor. Júlio César Ramalho Cyrino, D.Sc, meu orientador, pelo apoio prestado durante o desenvolvimento deste trabalho.

À Fundação COPPETEC, pelo auxílio no financiamento do curso de Ansys LS-Dyna, junto a Softec. À própria Softec, pela licença de utilização temporária do programa.

À Agência Nacional do Petróleo (ANP), pela oportunidade de me tornar bolsista da instituição, quando do início do curso de Mestrado.

À Petrobras – Petróleo Brasileiro S.A., pelo auxílio na obtenção de documentação, fotografias relacionadas ao tema, utilização do programa empregado neste trabalho, e ao apoio do seu grupo de Engenharia Naval da UN-BC, notadamente os engenheiros Marcelo F. Batalha e Ricardo M. Picado, M.Sc.

Ao Estaleiro Promar, pelo fornecimento de desenho técnico da embarcação de apoio e especificações técnicas relacionadas.

Aos colegas de curso no Programa de Engenharia Oceânica da UFRJ, Mário Luís P. G. Ribeiro, M.Sc., André Luís N. Mello, M.Sc. e Frederico S. de Albuquerque Lacerda, M.Sc., pelo incentivo prestado.

Ao Eng<sup>o</sup> Marcel Isandro R. de Oliveira, da Food Machinery Corporation (FMC), pelas sugestões na modelação do problema e opiniões relacionadas.

Ao pesquisador George Wang, Ph.D., do American Bureau of Shipping, e ao bibliotecário Kasper B. Pedersen, da Universidade Técnica da Dinamarca, pelo fornecimento de artigos relacionados ao tema.

Ao colega de trabalho Gilson Gomes da Silva, M.Sc., pela transmissão de seus conhecimentos.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE COLUNA DE PLATAFORMA SEMI-SUBMERSÍVEL, SUJEITA A COLISÕES DE EMBARCAÇÕES

Alexandre Pacheco Saraiva

Julho/2005

Orientador: Júlio César Ramalho Cyrino

Programa: Engenharia Oceânica

Este trabalho de pesquisa tem por fim a análise de integridade de um modelo de uma coluna de uma plataforma semi-submersível. Busca-se, com este modelo e com outro de um “Supply Boat”, a simulação de impactos acidentais de embarcações de apoio, que ocorrem notadamente durante operações de carga e descarga. Para tal, faz-se uso de um módulo de um programa computacional, capaz de simular fenômenos transientes de curta duração – o LS-Dyna, que funciona dentro do Ansys –. As colisões simuladas são de tipo lateral, nas quais as geometrias das estruturas em contato são simples. Isto foi ditado por limitações no programa Ansys.

Abstracts of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STRUCTURAL INTEGRITY OF SEMI-SUBMERSIBLE PLATFORM COLUMN,  
SUBJECTED TO SUPPLY BOATS COLLISIONS

Alexandre Pacheco Saraiva

July/2005

Advisor: Júlio César Ramalho Cyrino

Department: Oceanic Engineering

This research work aims the integrity analysis of a column model of a semi-submersible platform. One searches, with this model and another one of a Supply Boat, the simulation of accidental impacts of Supply Boats, which usually occur during loading and off-loading operations. To accomplish this, a module of a computational program is used, capable of simulating short time transient phenomena – the LS-Dyna, which functions inside Ansys –. The simulated collisions are of lateral types, in which the geometries of the structures in contact are simple. This was due to limitations in the Ansys program.

## ÍNDICE

<b>Capítulo I – Introdução</b> .....	01
I.1 – Princípios de Projeto.....	03
I.2 – Colisão entre “Supply Boats” e Plataformas Semi-Submersíveis.....	04
I.3 – Formas de Avaliação do Problema.....	08
I.3.1 – Mecânica Externa de um Acidente de Colisão.....	09
I.3.2 – Mecânica Interna de um Acidente de Colisão.....	09
I.4 – Objetivo do Trabalho.....	10
<b>Capítulo II – Descrição da Mecânica de Colisão</b> .....	12
II.1 – Cenários de Colisão.....	12
II.1.1 – Categorização.....	12
II.1.2 – Configuração dos Corpos Colidentes.....	12
II.1.3 – Velocidade Relativa no Ponto de Contato.....	14
II.1.4 – Força de Interação.....	15
II.1.5 – Geometria do Impacto e Área de Contato.....	15
II.2 – Cargas de Colisão Características.....	16
II.2.1 – Tamanho do Navio.....	16
II.2.2 – Massa Adicional Hidrodinâmica.....	16
II.2.3 – Velocidade de Colisão do Navio.....	17
II.3 – Mecânica da Colisão.....	17
II.3.1 – Conservação de Momento.....	17
II.3.2 – Conservação da Energia.....	18
II.4 – Dissipação da Energia de Deformação.....	20
II.5 – Integridade Global durante o Impacto.....	21
II.5.1 – Energia Cinética após Impacto.....	21
II.5.2 – Verificação de Integridade Global.....	21
II.6 – Metodologias de Análise e Resultados.....	21

<b>Capítulo III – Carga de Impacto de um “Supply Vessel”</b> .....	23
III.1 – Colisão de Proa.....	23
III.2 – Colisão Lateral.....	24
III.2.1 – Modelo Teórico para o Costado	
– Modelo de Viga Modificado.....	25
III.2.2 – Modelo Teórico para Chapas do Convés	
– Modelo de Indentação.....	27
III.2.3 – Método da Predição.....	28
III.2.4 – Teste de Modelo.....	29
III.3 – Carga de Impacto de um “Supply Vessel”.....	33
III.3.1 – Colisão Lateral de um “Supply Vessel”.....	33
III.3.2 – Máxima Carga de Impacto.....	35
<b>Capítulo IV – Sobre Colunas de Plataformas Semi-Submersíveis</b> .....	38
IV.1 – Generalidades.....	38
IV.2 – Notas do American Petroleum Institute.....	39
IV.3 – Notas da Det Norske Veritas.....	40
IV.3.1 – Análise de Resistência a Flambagem.....	41
IV.3.2 – Fator de Uso.....	43
IV.3.3 – Tolerâncias de Fabricação.....	43
IV.3.4 – Cascas Cilíndricas Circulares Enrijecidas.....	43
IV.3.5 – Modos de Flambagem.....	45
<b>Capítulo V – Trabalhos Anteriores (Revisão Bibliográfica)</b> .....	48
V.1 – Método Analítico para Cálculo da Perda de Energia e	
Impulso de Impacto.....	49
V.2 – Histórico mais Recente.....	53
V.3 – Um Trabalho Similar: Colisão de Barca contra Pilar Fixo	
de Concreto.....	56

<b>Capítulo VI – Comportamento Dinâmico de Membros de Aço Tubulares de Plataformas Offshore, com Pré-Carregamento Axial, sujeitos a Impacto Lateral.....</b>	<b>61</b>
VI.1 – Trabalhos Anteriores sobre o Assunto.....	61
VI.2 – Cilindros Pré-Carregados Axialmente, sob Carga Lateral Quase-Estática.....	63
VI.3 – Efeito do Pré-Carregamento Axial sobre as Características Dinâmicas de Cilindros.....	67
VI.4 – Efeitos Global e Local de uma Excitação Lateral Dinâmica.....	69
VI.5 – Instabilidade Dinâmica de Membros Pré-Carregados Axialmente.....	71
VI.6 – Análise Comparativa entre Formas de Tratamento do Problema.....	74
VI.7 – Pontos Relevantes.....	75
<b>Capítulo VII – Desenvolvimento de um Modelo de Colisão.....</b>	<b>77</b>
VII.1 – Programas de Elementos Finitos e Alguns Trabalhos com a sua Utilização .....	77
VII.2 – Resumo da Teoria Empregada no Método Explícito.....	81
VII.3 – O Modelo Numérico da Coluna.....	84
VII.4 – O Modelo Numérico do “Supply Boat” .....	94
VII.5 – Análise Estática de Compressão da Coluna.....	101
VII.6 – Preliminares para a Análise Dinâmica.....	106
VII.6.1 – Transformação dos Elementos.....	106
VII.6.2 – Criação das Partes.....	106
VII.6.3 – Criação de um Modelo Material Rígido para o Barco.....	107
VII.6.4 – Adoção de um Modelo Material para a Coluna.....	107
VII.6.5 – Estimativa da Massa de Translação do “Supply” .....	108
VII.6.6 – Estimativa da Posição do Centro de Massa da Embarcação.....	110
VII.6.7 – Definição de um Sistema de Coordenadas Local para o Barco .....	110
VII.6.8 – Estimativa dos Momentos de Inércia de “Roll”, “Pitch” e “Yaw” .....	111

VII.6.9 – Redefinição das Constantes Reais e Opções para os Elementos .....	112
VII.6.10 – Imposição de Novas Condições de Contorno.....	113
VII.6.11 – Definição do Contato.....	113
<b>Capítulo VIII – Resultados e Conclusões .....</b>	<b>116</b>
VIII.1 – Recomendações para Trabalhos Futuros .....	133

## Glossário

---

**Análises de “Crash”** – termo utilizado para análises de impacto.

**Análise de Risco** – técnica para identificar e avaliar fatores de risco ao sucesso de um projeto ou ao alcance de uma meta. É constituído por três componentes: avaliação, gerenciamento e comunicação do risco.

**Aproximação Modal** – técnica de Análise Modal em que se tomam as primeiras autofunções e autovalores – obtidos da solução do problema de autovalor – para obter-se uma aproximação da solução da equação de movimento de uma determinada estrutura.

**Avaliações de Risco Quantitativas (QRA)** – procedimento de Análise de Risco, que faz uso da probabilidade de ocorrência de um evento e das conseqüências prováveis, caso este evento venha a ocorrer.

**“Blisters”** – flutuadores colocados adjacentes às colunas de plataformas flutuantes, com o propósito de aumento da estabilidade.

**Boca Moldada** – distância transversal entre as superfícies moldadas das chapas do costado, medida na porção mais larga do casco de um navio.

**CAD** – “Computer Aided Design”.

**“Caisson”** – câmara, comumente em aço, usada na construção de fundações ou “piers” dentro ou próximo à água. Existem vários tipos. O “caisson” aberto é um cilindro ou caixa, aberto no topo e no fundo.

**Calado de uma Embarcação** – distância vertical medida do ponto mais inferior do casco de um navio/embarcação à linha d’água.

**Capacidade de Carga Última Axial** – carga-limite que uma determinada estrutura pode suportar, antes da ocorrência de flambagem.



**Carga de Passo (“Step Load”)** – carga que apresenta um determinado valor constante durante certo intervalo de tempo, e valor nulo fora deste intervalo.

**Célula de Carga** – instrumento/dispositivo usado para a medição de forças e torques.

**Certificadora** – outra denominação que podem receber as Sociedades Classificadoras, em razão de sua outra função.

**CPU** – “central processing unit”.

**DAF** – “dynamic amplification factor”.

**Defensa** – corpos usualmente cilíndricos, em borracha, espuma ou plástico inflável, destinados à proteção do casco de uma embarcação contra colisões.

**E. F.** – abreviatura para elementos finitos.

**Enrijecedores** – perfis com a função de aumentar a resistência estrutural de determinada chapa, a qual estão unidos.

**Equação de Perry** – a equação de Ayrton-Perry aplica-se a análises de flambagem em colunas. Sua fórmula clássica é:  $(\sigma_{cr} - \sigma_b)(f_y - \sigma_b) = \eta \sigma_{cr} \sigma_b$ , onde:

$\sigma_{cr}$  – tensão crítica de Euler;

$\sigma_b$  –  $N/A$  ( $N$  é a força axial aplicada,  $A$  a área da seção transversal da coluna);

$f_y$  – tensão de escoamento do material;

$\eta$  – coeficiente que representa a imperfeição inicial da coluna. Pode incluir outros defeitos como tensões residuais. Neste caso é chamado “fator de imperfeição generalizada”.

**Expressões de Forma Fechada** – expressões que permitem a determinação do valor de uma determinada seqüência em algum índice  $n$ . Contêm um único parâmetro, a saber, o próprio  $n$ . Estão em contraste com Relações de Recorrência, que podem ter todos os valores prévios de uma seqüência como parâmetros.

**FPSO** – “Floating Production Storage Offloading” (tipo de plataforma de produção que armazena e descarrega o petróleo).

“**Frames**” – peças usadas para suportar as chapas de aço do casco de um navio, que sofrem o efeito das forças de flutuação.

“**Hourglassing**” – fenômeno pelo qual elementos de integração reduzida apresentam alguns modos de energia de distorção no plano com valor nulo.

**Indentação** – forma no Português para o termo “indentation”, correspondendo aproximadamente a uma moça.

“**Layout**” – disposição geral de algo no espaço.

**Memória RAM** – memória de acesso aleatório.

“**Meshing**” – corresponde ao procedimento de criação da malha de elementos finitos.

**Método de Riks Modificado** – o Método de Riks aplica-se à análise a flambagem estática de estruturas. Sua variante, o Método de Riks Modificado, é usada em problemas de pós-flambagem, e utilizada em casos nos quais a magnitude da carga é considerada como parte da solução. Baseia-se no controle do comprimento do caminho ao longo da curva de resposta carga-deslocamento, e obtém desta forma uma solução, indiferente se a resposta é estável ou instável.

**Método dos Elementos Finitos** – método de análise, baseado na discretização de meios contínuos (uma estrutura, um fluido, etc.).

**Método Plástico-Rígido** – método amplamente adotado no estudo do comportamento de estruturas sujeitas a intenso carregamento dinâmico, e que pode basear-se na idealização de um comportamento material do tipo rígido, perfeitamente plástico. Esta idealização não leva em conta a elasticidade do material e o encruamento, desta forma simplificando grandemente a análise dinâmica da estrutura em estudo.

**MGCL** – “minimum guaranteed critical load” (carga crítica garantida mínima).

**NLG** – “geometric non-linearity” (não-linearidade geométrica).

**NLGM** – “geometric and material non-linearity” (não-linearidade de material e geométrica)

**“Paper”** – documento científico em geral.

**Plataformas Semi-Submersíveis** – tipo de plataforma flutuante, cuja estrutura se constitui basicamente de conveses e colunas, apoiadas sobre flutuadores (submarinos).

**Profundidade Moldada** – teoricamente, a distância vertical do convés superior ao ponto onde as chapas do casco encontram a quilha de uma embarcação.

**“Risers”** – linhas compostas por tubos de aço especialmente projetados, e que fazem a ligação da plataforma flutuante à cabeça do poço submarino. Em geral servem para o transporte de fluidos.

**“Supply Vessels”** – outra denominação para “Supply Boats”, em geral apresentando maior deslocamento.

**“Surge”** – movimento à vante ou à ré do navio/embarcação.

**“Sway”** – movimento lateral de um navio/embarcação..

**Transdutor de Deslocamento Ótico** – transdutor cujo princípio de funcionamento é baseado na medida da intensidade da luz refletida por determinado alvo. Possui uma fonte que envia luz a um alvo móvel, e um sensor que a recebe.

**VLCC** – “very large crude carrier” (petroleiro de grande porte).

“**Yaw**” – movimento do navio/embarcação no plano horizontal, no qual a proa se move para um lado ou para outro do curso pretendido.

## Simbologia

---

$\Psi_0$  – Ângulo de obliquidade na incidência.

$H_s$  – Altura de onda máxima significativa.

t – Espessura de chapa.

$\lambda$  – Parâmetro de esbeltez reduzida ou fator para o comprimento de esmagamento efetivo.

knot – nó (unidade náutica).

PS – “Pferdestärke” (unidade de potência).

$\eta$  – Fator de uso.

$P_{Cside}$  – Carga de esmagamento do costado.

$I_\xi$  – Impulso de impacto na direção  $\xi$ .

$I_\eta$  – Impulso de impacto na direção  $\eta$ .

$F^{int}$  – Resultante das forças internas.

$\Omega$  – Variável de volume.

$F^{hg}$  – Força de resistência de “hourglass”.

$F^{cont}$  – Força de contato.

ft – pé (unidade de comprimento).

$F_u^{st}$  – Carga lateral estática última.

$P_u$  – Carga de flambagem axial de um tubo intacto.

tf – tonelada-força.

## Cap. I - Introdução

---

A despeito de contínuos esforços no intuito de se evitar os acidentes por colisão entre sistemas marítimos, eles continuam a ocorrer. Com a demanda crescente por maior segurança no mar nos últimos anos, é de grande valia poder se prever a ocorrência de um acidente, avaliar suas conseqüências, e minimizar os danos decorrentes. Operações de carga e descarga entre plataformas marítimas e embarcações de apoio constituem um cenário propício para que estes tipos de acidentes venham a ocorrer.

Em alguns países, a preocupação com estes fatos já existe há algum tempo. Desde 1980, a Diretoria de Petróleo da Noruega (NPD) requer que as plataformas marítimas daquele país sejam projetadas para impactos dos chamados “Supply Vessels” (embarcações de apoio) com 5.000 t de deslocamento e velocidade de 2 m/seg. Isto representa uma energia cinética de 14 MJ nos casos de impacto lateral e 11 MJ para impactos de proa ou popa, quando valores especificados da massa adicional hidrodinâmica são levados em consideração.

No caso de se querer executar um projeto contra colisões de navios, o critério geralmente adotado é o de Estado Limite de Colapso Progressivo. Em outras palavras, falhas locais sob forma de indentação, plasticidade, distorção, etc, são permitidas, contanto que a integridade global da estrutura não seja posta em risco. Além disto, o modelo de projeto deve contemplar :

- A definição dos cenários de acidente,
- Os procedimentos para avaliação das suas conseqüências,
- Os critérios para aprovação ou aceitação do projeto.

A questão de saber se um determinado projeto é aceitável ou não, é determinada pelo fato de se examinar se as conseqüências deste, para um certo grupo de cenários de acidente, situam-se dentro de uma faixa especificada de aceitação, usando-se os procedimentos de avaliação recomendados. Os cenários de acidente definem as situações que têm influências desfavoráveis na segurança de sistemas marítimos e/ou do meio ambiente. Estes cenários devem representar situações que sejam tão próximas quanto possíveis àquelas encontradas em situações reais. A probabilidade da ocorrência de cada cenário deve ser levada em consideração.

Para avaliação das conseqüências, as formas de tratamento do problema podem ser simples fórmulas de cálculo, ou mesmo métodos analíticos simplificados. Em alguns

casos, a prática consolidada de Engenharia pode ser usada ou recomendada, onde o padrão especifica requisitos básicos para consistência no cálculo. Os procedimentos de cálculo devem ser baseados na física ou na mecânica do fenômeno. As estruturas do casco das embarcações necessitam ser adequadamente modeladas. O procedimento de dano precisa ser simulado de forma realista. Os métodos devem ser aplicáveis a diferentes projetos e cobrir diferentes cenários de acidentes.

Os critérios para aprovação de um projeto provêm meios de se balancear numerosas variáveis, a fim de se alcançar uma solução otimizada através da definição de limites à extensão do dano por colisão, vazamento de óleo (quando aplicável), resistência residual da embarcação danificada, e reserva de estabilidade. O risco ao meio ambiente deve ser apropriadamente considerado, bem como variações no projeto estrutural dos sistemas em estudo. O formato destes critérios pode ser determinístico, probabilístico, ou um meio termo entre ambos.

A função de um sistema estrutural de navio ou plataforma oceânica também pode ser apreciada do ponto de vista da performance em situações casuais. Uma vez que a casualidade aconteça, os principais objetivos das operações são o resgate das tripulações e passageiros, a manutenção da integridade dos sistemas flutuantes, a prevenção ou redução ao mínimo da perda de carga (quando for o caso), e proteção do meio ambiente contra a carga vazada (óleo, por exemplo). Do ponto de vista das estruturas envolvidas, as considerações principais são:

- Resistência a cargas acidentais;
- Resistência Residual suficiente;
- Estabilidade Pós-Colisão adequada;
- Contenção da carga para se evitar vazamentos (caso de embarcações).

Por fim, pode-se fazer uso da Análise de Risco, que permite identificar os riscos esperados às embarcações, seres humanos e meio ambiente. Os resultados de uma Análise de Risco permitem encontrar os cenários de acidentes críticos, que podem comprometer a segurança das embarcações e do meio ambiente marinho.

## **I.1 – Princípios de Projeto**

---

A ação de colisão de um navio contra uma plataforma é caracterizada por uma certa energia cinética, governada pela massa do navio – incluindo massa adicional hidrodinâmica – e pela velocidade do mesmo no instante do impacto. Se a colisão for não-central, isto é, a força de contato não age através do centro de gravidade da plataforma e do navio, uma parte da energia cinética pode permanecer como energia cinética após o impacto. O restante da energia cinética tem de ser dissipado como energia de deformação na plataforma (“installation”) e, possivelmente, no navio. Geralmente, isto envolve grandes deformações plásticas e dano estrutural significativo à plataforma, ao navio, ou a ambos.

Segundo Amdahl [1], com respeito à distribuição da dissipação da energia de deformação, um projeto se dividiria em:

- Projeto de Resistência;
- Projeto de Ductilidade;
- Projeto de Energia Compartilhada.

Esta distribuição depende da resistência relativa das duas estruturas (Norsok [2] 1998), para casos de colisão entre um navio e uma plataforma, o tipo considerado neste trabalho.

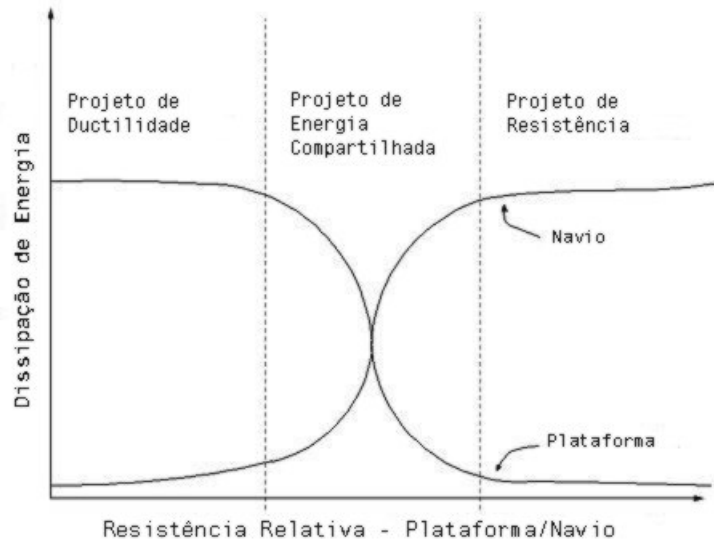
O Projeto de Resistência implica em que a plataforma marítima seja resistente o suficiente para suportar a força de colisão com mínima deformação, de forma que o navio sofra deformação e dissipe a maior parte da energia.

O Projeto de Ductilidade implica em que a plataforma sofra grandes deformações plásticas e dissipe a maior parte da energia de colisão.

O Projeto de Energia Compartilhada implica em que ambos, a plataforma e o navio, contribuam significativamente para a dissipação da energia.

O gráfico a seguir permite um melhor esclarecimento:





**Figura I.1-1 – Dissipação de energia para Projeto de Resistência, de Ductilidade e de Energia Compartilhada.**

Do ponto de vista do cálculo, o Projeto de Resistência ou o Projeto de Ductilidade são os mais favoráveis. Nestes casos, a resposta da estrutura menos rígida pode ser calculada, tomando-se por base simples considerações da geometria da estrutura mais rígida. No Projeto de Energia Compartilhada, a magnitude e a distribuição da força de colisão dependem da deformação de ambas as estruturas. Esta interação torna a análise mais complexa.

## **I.2 – Colisão entre “Supply Boats” e Plataformas Semi-Submersíveis**

A colisão entre barcos de apoio e plataformas offshore é, de forma geral, um problema complexo, de modo que, algumas vezes, não há praticidade em se executar análises rigorosas, pelo Método dos Elementos Finitos por exemplo, que incluam todos os efeitos e seqüências durante a colisão. Parte significativa da energia de colisão é dissipada como energia de deformação, e, salvo quando se considera a deformação global da estrutura, a contribuição da deformação elástica pode, via de regra, ser negligenciada. Daí a necessidade de se aplicar técnicas simplificadas, conforme já comentado. Aspectos importantes para o entendimento do problema, tais como efeitos dinâmicos, são muitas vezes ignorados; por vezes, em detrimento da capacidade final de absorção de energia da plataforma em estudo.

Não foram encontrados, no caso particular da Petrobras, procedimentos definidos, ou padrões escritos que regessem a aproximação dos barcos de apoio às suas plataformas. As tripulações das embarcações obedecem procedimentos de cada companhia em particular. Questões relativas à velocidade de aproximação, ou à distância que as embarcações devem permanecer das plataformas, enquanto têm prosseguimento as operações de carga e descarga, são variáveis. Silva [3] obteve alguns dados referentes às condições operacionais nestes procedimentos de aproximação, e que podem ser tomados como referência.

As fotografias a seguir possibilitam uma melhor compreensão do risco de colisão, existente em cada operação de transferência de carga entre plataformas e “Supply Boats”. Deve-se ressaltar que o risco existe tanto no momento de aproximação da embarcação, como durante todo o tempo da operação de carga e descarga, que pode se estender de alguns minutos a várias horas.



**Figura I.2-1-** Um “Supply Vessel” (embarcação de apoio).



**Fotografia I.2-2 – Embarcação de apoio após operação de transferência de carga, próxima a plataforma semi-submersível.**

A par das condições de vento e de mar, outros fatores que têm influência neste tipo de acidente, e que determinam suas conseqüências, são:

- A velocidade de aproximação da embarcação de apoio;
- Suas condições de carregamento (plena carga ou condição de lastro);
- Seu calado e equilíbrio longitudinal.

Estes fatores são determinantes antes do momento da colisão. Uma vez que esta tenha acontecido, outros fatores, como o ângulo de colisão e a localização da mesma, têm influência nos resultados. Segundo Wang et al [4], a geometria da estrutura da embarcação impactante – proa, bordo ou popa, conforme o caso – tem influência direta no comportamento da estrutura abalroada.



**Fotografia I.2-3 –Transferência de carga entre “Supply Boat” e plataforma.**

As colisões do tipo lateral entre “Supply Boats” e colunas de plataformas semi-submersíveis são as mais comuns; colisões frontais ocorrem em menor frequência.



**Fotografia I.2-4 – Mesmo tipo de operação, com a carga já transferida.**





**Fotografia I.2-5 – Supply Boat flutuando, em proximidade às colunas de uma plataforma, dando continuidade a operações de carga e descarga.**

### **I.3 – Formas de Avaliação do Problema**

---

Há uma variedade de formas de se avaliar os diferentes aspectos de um acidente. Dentre eles, pode-se citar:

- A predição da probabilidade de ocorrência do acidente;
- O cálculo da resposta da estrutura atingida;
- O cálculo da resistência residual da estrutura;
- A avaliação das conseqüências de um acidente ao meio ambiente, ou sobre os custos incorridos.

Tais aspectos podem ser estudados segundo procedimentos que diferem em teoria, em complexidade de cálculo, em metodologia, e em aplicabilidade de casos. Tradicionalmente, o problema da colisão entre corpos flutuantes é dividido em duas partes:

- A Mecânica Externa: que lida com a energia liberada para dissipação em estruturas atingidas, bem como com o impulso de impacto de uma colisão;

- A Mecânica Interna: que lida com a resistência ou a reação das estruturas envolvidas em um acidente.

### I.3.1 – Mecânica Externa de um Acidente de Colisão

A Mecânica Externa pode ser resolvida por solução numérica das equações de movimento ou por um procedimento integrado, onde conservação de energia, momento linear e momento angular durante o impacto são usados para se derivar expressões analíticas para a energia dissipada. No seu ferramental, podem ser encontrados:

- Diagramas, em uma forma que podem ser usados sem a realização de cálculos detalhados;
- Expressões de Forma do tipo fechado, para a energia liberada para esmagamento da estrutura e para o impulso de impacto;
- Programas Especiais, usados para computar, simultaneamente, os movimentos de corpo rígido da embarcação e o dano estrutural em ambas as estruturas colididas.

### I.3.2 – Mecânica Interna de um Acidente de Colisão

A Mecânica Interna envolvida em colisões de embarcações contra plataformas flutuantes não é simples, envolvendo colapso, grandes deformações plásticas, fratura e fricção. De maneira geral, os métodos de solução podem ser agrupados em quatro categorias:

- Fórmulas simples;
- Métodos Analíticos simplificados;
- Métodos de Elementos Finitos simplificados;
- Simulações não-lineares do Método dos Elementos Finitos.

Estes métodos diferem na complexidade da modelagem e nos esforços envolvidos no cálculo. Em um extremo (fórmulas simples), os cálculos são mais fáceis. À medida que se passa para o outro extremo (FEM não-linear), a acurácia e a confiabilidade dos cálculos melhoram; entretanto, o tempo requerido para a realização do cálculo aumenta substancialmente.

Basicamente, as fórmulas simples correlacionam, empiricamente, a absorção de energia com o volume das estruturas avariadas. Elas são aplicáveis quando a embarcação em questão é similar àquela utilizada na calibração destas mesmas fórmulas. Os métodos analíticos simplificados geralmente captam as características

essenciais de um processo de dano, e empregam fórmulas teóricas para os componentes estruturais.

Dentre os métodos da Mecânica Interna citados, os dois últimos foram os de maior interesse para esta pesquisa. O método de elementos finitos simplificado utiliza-se de malhas grosseiras ou aborda o problema pelo uso dos chamados superelementos. No caso da modelagem não-linear por elementos finitos, utilizada neste trabalho, os problemas de contato, grandes deformações, a não-linearidade nas propriedades do material, bem como a sua ruptura, são todos levados em consideração na análise. De outra parte, o esforço computacional envolvido não é pequeno.

#### **I.4 – Objetivo do Trabalho**

---

Em razão dos relatos das colisões ocorridas na Bacia de Campos, nos últimos anos com média de duas anuais, ocorreu inspiração para se analisar, através de um procedimento numérico, o comportamento de uma coluna de uma plataforma semi-submersível, pertencente a Petrobras, sujeita a este tipo de acidente. O projeto escolhido contempla uma estrutura constituída por uma coluna com formato tronco-cônico externo, com enrijecedores longitudinais internos, e por uma estrutura cilíndrica interna (“caisson”), com enrijecedores longitudinais externos. Há ainda anéis transversais (“ring frames”) ao longo do comprimento da mesma.

No trabalho, submete-se a coluna em estudo a determinados impactos de uma embarcação de apoio, simulados em diferentes condições de impacto. O objetivo foi o de reproduzir as mais adversas possíveis, ou seja, embarcações totalmente carregadas, dotadas de velocidades próximas à máxima de aproximação (dentro dos limites estabelecidos). Desta forma, simulando os casos mais críticos, obtém-se um quadro comparativo do que poderia suceder no caso de colisões mais brandas.

A razão da opção pelo procedimento numérico à realização de ensaios reais com modelos em larga escala é dada por razões de praticabilidade e economia. Caso estes fossem executados, haveria dados aos quais o programa de análise estrutural empregado deveria aproximar em seus resultados. Um ensaio experimental de impacto, adequado a um trabalho como este, requereria para sua realização, basicamente os seguintes equipamentos:

- Dispositivo para compressão do corpo de prova (pistão de cilindro pneumático, por exemplo),

- Célula de carga (medição da força axial de compressão),
- Transdutor de deslocamento ótico (medição do deslocamento axial),
- Corpo impactante acelerado por algum dispositivo,
- Medidores de deformação (“strain gages”),
- Dispositivo laser (para medição precisa da velocidade de impacto do corpo impactante),
- Computadores acoplados a acumuladores de dados extraídos no ensaio.

Dentre os inúmeros arranjos que podem ser configurados para tal ensaio, na figura abaixo pode ser visto aquele que foi utilizado por Adachi et al.[5] em seu trabalho.

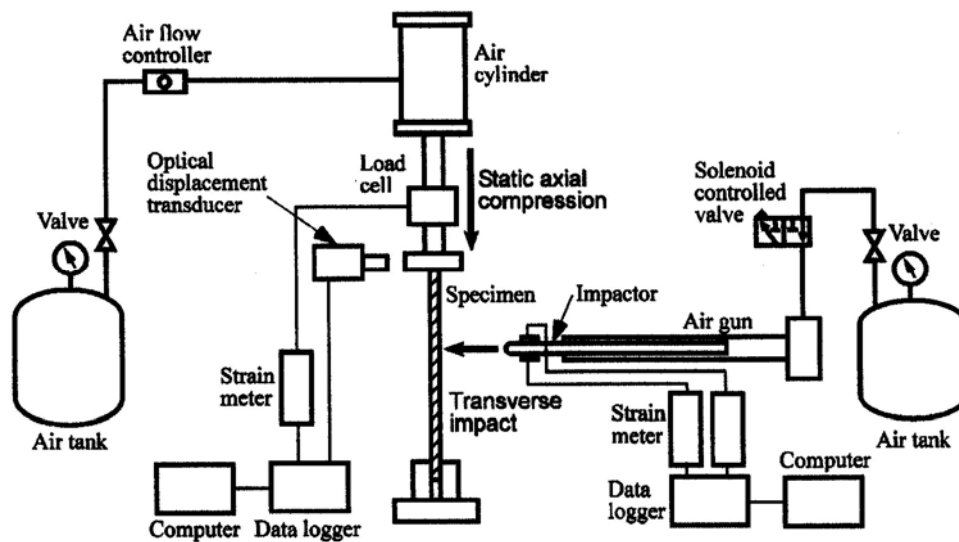


Figura I.4 - 1 – Aparato experimental para ensaio de impacto transversal com compressão axial.

Deve ser mencionado ainda que, para o caso experimental, o espécime em questão deve ser elaborado como um modelo aproximado da estrutura real. Para o caso desta pesquisa, este espécime seria constituído por duas colunas (a interna e a externa), dotadas de enrijecedores longitudinais de perfil “L” em suas superfícies, igualmente espaçados, e nove anéis transversais unindo as duas colunas.

Por experiência de trabalho de manutenção, o autor esteve envolvido com o problema em estudo, participando do exame “in loco” do efeito da colisão de um desses barcos – no interior de uma coluna de plataforma semi-submersível, abalroada há alguns anos –. Em outra ocasião, pela presença a bordo de um “Supply Boat”, quando pôde formular perguntas à tripulação, versando sobre as operações de carga e descarga, com a finalidade de obter dados para esta pesquisa.



## Cap. II – Descrição da Mecânica de Colisão

### II.1 – Cenários de Colisão

---

#### II.1.1 – Categorização

Eventos de colisão entre navios e plataformas oceânicas podem ser categorizados de acordo com o tipo de tráfego marítimo, e pela quantificação total da energia de colisão envolvida, desta forma:

- a) Colisão de Baixa Energia ( $\sim 1$  MJ): causada por barcos pequenos (como “Supply Boats”) em uma velocidade relacionada às operações normais de embarcação aproximando ou se afastando da estrutura-alvo (frequência superior a  $10^{-4}$  ao ano).
- b) Colisão Acidental: muitas vezes causada por embarcações (como “Supply Boats”) que perdem o controle em estados de mar revolto, quando operam próximas à plataforma (frequência equivalente a  $10^{-4}$  ao ano).
- c) Colisão Catastrófica: causada por um navio ou outro tipo de estrutura, no qual a massa, a velocidade de impacto, ou uma combinação de ambos resulta em magnitude suficiente de energia cinética, de forma a causar o colapso total da plataforma (frequência inferior a  $10^{-4}$  ao ano).

Quanto à integridade estrutural de uma plataforma, os seguintes tópicos são relevantes:

- Capacidade de absorção de energia – fundamental para a extensão do dano local e colapso progressivo;
- Integridade global durante o impacto – pela possibilidade de colapso progressivo e emborcação;
- Integridade global na condição avariada.

#### II.1.2 – Configuração dos Corpos Colidentes

Em teoria, quando dois corpos se aproximam um do outro, há um instante de tempo, chamado incidência, quando um único ponto de contato C na superfície do primeiro corpo B, inicialmente entra em contato com o ponto C’ na superfície do segundo corpo B’. Este tempo  $t=0$  é o instante inicial de impacto. Ocorre com frequência que, ao menos um dos corpos apresente uma superfície lisa, topologicamente. Desta forma, é possível determinar um único plano tangente comum, que passe pelos pontos de contato coincidentes C e C’.

Quanto à terminologia, existe a configuração de impacto central ou colinear, e a configuração de impacto excêntrico. Stronge [6], em seu livro, relata que, no primeiro caso, os centros de massa dos corpos envolvidos encontram-se na normal comum ao plano tangente aos corpos. No caso de impacto excêntrico, por outro lado, ao menos um dos corpos possui centro de massa situado fora desta normal comum.

Os desenhos a seguir ilustram melhor a diferença.

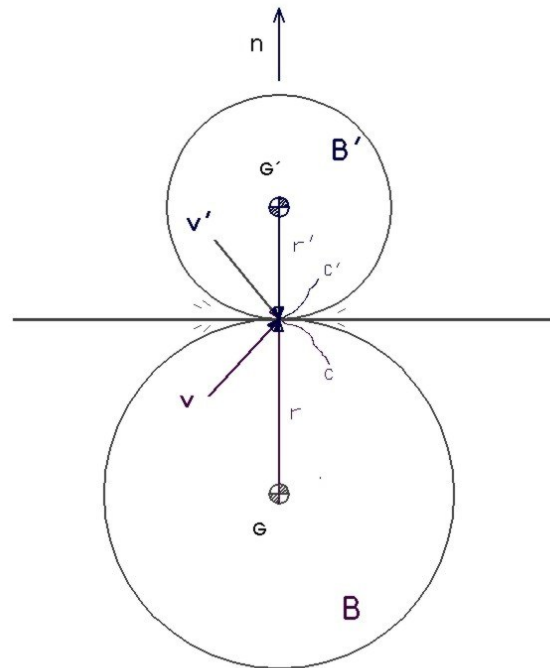
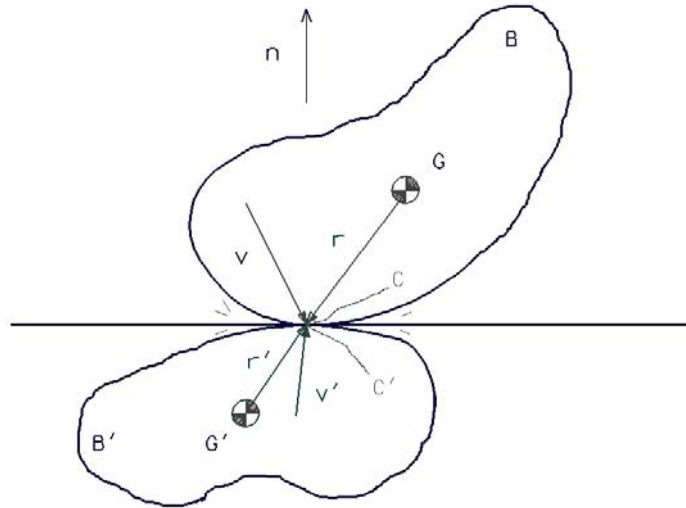


Figura II.1.2-1- Configuração de impacto central ou colinear.

Uma configuração como a vista na figura requer que o vetor de posição  $\mathbf{r}$ , de G a C, e o vetor  $\mathbf{r}'$ , de G' a C', sejam ambos paralelos a esta normal comum. Expresso de outra forma:

$$\mathbf{r} \times \mathbf{n} = \mathbf{r}' \times \mathbf{n} = 0 \quad (\text{II.1.2-1})$$

Quanto à solução do problema de colisão, a vantagem das configurações de impacto colinear, sobre aquelas de impacto excêntrico, é que as primeiras resultam em equações de movimento, para as direções normal e tangencial, que podem ser desacopladas.



**Figura II.1.2-2 – Configuração de impacto excêntrico.**

Para o caso de uma configuração de impacto do tipo excêntrico, por outro lado, requer-se:

$$\mathbf{r} \times \mathbf{n} \neq 0 \text{ ou } \mathbf{r}' \times \mathbf{n} \neq 0 . \quad (\text{II.1.2-2})$$

Se a configuração for excêntrica e os corpos rugosos (isto é, há uma força tangencial de fricção que se opõe ao escorregamento), as equações de movimento envolvem, cada uma, forças e impulsos tangencial e normal. Neste caso, os efeitos de fricção e as forças normais não são separáveis.

### II.1.3 – Velocidade Relativa no Ponto de Contato

No instante em que os corpos colidentes primeiro interagem, os pontos de contato coincidentes C e C' apresentam uma velocidade relativa de incidência, expressa vetorialmente:

$$\mathbf{v}_0 \equiv \mathbf{v}(\mathbf{0}) = \mathbf{v}_c(\mathbf{0}) - \mathbf{v}_{c'}(\mathbf{0}) \quad (\text{II.1.3-1})$$

A velocidade relativa inicial em C apresenta uma componente  $v_0 \cdot \mathbf{n}$ , normal ao plano tangente, e uma componente  $(\mathbf{n} \times \mathbf{v}_0) \times \mathbf{n}$ , paralela ao plano tangente, chamada escorregamento.

O chamado ângulo de obliquidade na incidência  $\Psi_0$  é definido como o ângulo entre o vetor velocidade relativa inicial  $\mathbf{v}_0$  e o vetor unitário  $\mathbf{n}$ , normal ao plano tangente comum.

$$\Psi_0 \equiv \tan^{-1} \left( \frac{(\mathbf{n} \times \mathbf{v}_0) \times \mathbf{n}}{v_0 \cdot \mathbf{n}} \right) \quad (\text{II.1.3-2})$$

O termo impacto direto é usado quando, em cada corpo, o campo de velocidade é uniforme e paralelo à direção normal. Um impacto deste tipo requer que o ângulo de obliquidade na incidência iguale zero ( $\Psi_0 = 0$ ); caso contrário, ocorre o chamado impacto oblíquo, quando o ângulo de obliquidade na incidência não é zero ( $\Psi_0 \neq 0$ ).

#### II.1.4 – Força de Interação

Uma força de interação e o impulso que ela gera podem ser decompostos em componentes normal e paralela ao plano tangente comum. No caso de corpos sólidos, que não sejam partículas, forças de contato surgem a partir de deformação local dos corpos colidentes; estas forças, e suas deformações associadas, garantem compatibilidade de deslocamentos na área de contato e, deste modo, impedem a interpenetração dos corpos. Adicionalmente, uma força tangencial (fricção) pode surgir se os corpos apresentam rugosidade e há escorregamento na área de contato.

Forças conservativas são funções somente do deslocamento relativo dos corpos interagentes. Em uma colisão elástica, as forças associadas com atração ou repulsão são conservativas (isto é, reversíveis); não é necessário, contudo, que a fricção (uma força não conservativa) seja desprezível. Em uma colisão inelástica, as forças de interação (outras que a fricção) são não conservativas, de forma que há uma perda de energia cinética como resultado do ciclo de compressão (carregamento) e restituição (descarregamento) que ocorre na região de contato. A perda de energia pode ser devida ao comportamento material elasto-plástico irreversível, comportamento material dependente da taxa de deformação, ondas elásticas aprisionadas nos corpos que se separam, etc.

#### II.1.5 – Geometria do Impacto e Área de Contato

Ao se considerar situações de impacto, seguindo procedimentos de Análise de Risco, deve-se tomar por base uma consideração completa dos eventos mais desfavoráveis, juntamente a sua possibilidade de ocorrência. Levando-se em conta ondas, elevação de marés e calado da embarcação, deve-se assumir que o impacto possa ocorrer em qualquer lugar da zona definida como a de colisão.

A área de contato de uma colisão pode ser determinada a partir dos detalhes geométricos do navio (embarcação) e da plataforma na localização do impacto. O tamanho da área de contato variará continuamente através do processo de deformação; o mesmo ocorrendo com a distribuição da força de impacto sobre esta área. Pela

observação das diferentes situações com maior probabilidade de ocorrência, a colisão pode ser representada por meio de carga pontual ou por uma linha de carregamento. Tipicamente, no contato inicial, uma colisão pode ser aproximada por uma carga pontual.

## **II.2 – Cargas de Colisão Características**

---

O trabalho associado à definição do projeto apropriado a cargas de colisão acidentais pode facilmente se tornar muito extenso, devido ao grande número de possíveis cenários de acidentes. A carga de colisão é governada pela energia de impacto, a qual depende de:

- Porte do navio,
- Massa adicional,
- Velocidades envolvidas.

### II.2.1 – Porte do Navio

O porte dos “Supply Boats” varia tipicamente em torno de 1500 a 5000 toneladas de deslocamento. Há, contudo, uma tendência no comércio global, a um maior tamanho destas embarcações, notadamente nos últimos anos. Um tamanho típico para estas embarcações pode ser tomado como 5000 t de deslocamento. Contudo, o tamanho de barcos em projetos contra colisões deve ser determinado com base nos navios que se pretendem operar em uma determinada área, como embarcações de apoio, petroleiros ou navios de passeio. Desta forma, um tamanho reduzido de navio pode ser adotado, quando a operação de navios visitantes, próximos à plataforma, é restrita.

### II.2.2 – Massa Adicional Hidrodinâmica

A massa total de um navio, a ser usada em modelos de colisão, inclui tanto a massa própria do navio, como a chamada massa adicional hidrodinâmica. Esta diz respeito, em outros termos, à força de reação do fluido contra a aceleração de uma estrutura imersa neste fluido, sendo expressa na forma de uma massa adicional.

Segundo Gjerde et al [7], assumindo-se uma colisão de relativa curta duração, o coeficiente de massa adicional pode ser tomado como 1,4 para colisões laterais, e 1,1 para colisão de proa ou popa. Estes valores são os mais frequentemente usados em análises de colisão.

### II.2.3 – Velocidade de Colisão do Navio

Freqüentemente, a velocidade de colisão usada em projeto é relativa a uma embarcação de apoio à deriva. De acordo com o HMSO Guidance Notes [8], a seguinte relação empírica pode ser usada:

$$v_s = 0,5 H_s \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II.2.3-1})$$

onde

$v_s$  é a velocidade de impacto.

$H_s$  é a altura de onda máxima significativa para operação próximo à plataforma (em m).

O mesmo guia especifica também uma velocidade de impacto máxima de 2 m/seg, como um valor típico para projeto de impacto de “Supply Boats”. Isto implica em uma altura de onda significativa máxima permissível de 4 m, para operações de embarcações próximo às plataformas.

## **II.3 – Mecânica da Colisão**

---

Ao se determinar a energia de impacto proveniente de uma colisão, o movimento relativo entre o navio e a estrutura impactada precisa ser considerado. Na maior parte dos trabalhos de pesquisa, somente os movimentos de translação (“Sway”, “Surge”) no plano horizontal são levados em conta.

A análise da mecânica da colisão é geralmente baseada na solução da equação diferencial de equilíbrio dinâmico. O problema é simplificado se a colisão ocorrer em um tempo consideravelmente curto. Desta forma, segundo alguns autores, a solução pode ser baseada num procedimento quase-estático, usando princípios de:

- Conservação de momento,
- Conservação de energia.

Outrossim, a determinação da cinemática de impacto e da transferência de energia durante a colisão podem ser desacopladas, da análise da dissipação da energia de deformação nos objetos colidentes (efeitos de colisão).

### II.3.1 – Conservação de Momento

A conservação de momento para uma colisão do tipo central, entre uma embarcação e uma plataforma movendo-se na mesma direção, é expressa por:

$$m_s v_s + m_p v_p = (m_s + m_p) v_c \quad (\text{II.3.1-1})$$

onde

$v_c$  é a velocidade comum da embarcação e plataforma após o impacto inicial;

$v_s$  a velocidade da embarcação imediatamente antes da colisão;

$v_p$  a velocidade da plataforma imediatamente antes da colisão (induzida por ondas ou movimento de correntes);

$m_s$  a massa da embarcação incluindo massa adicional;

$m_p$  a massa da plataforma incluindo massa adicional.

A velocidade comum da embarcação e da plataforma após o impacto inicial é portanto:

$$v_c = \frac{m_s v_s + m_p v_p}{m_s + m_p} \quad (\text{II.3.1-2})$$

### II.3.2 – Conservação da Energia

Para uma colisão central, a energia cinética antes do impacto será dissipada na forma de energia de deformação (elástica ou plástica) na embarcação ( $E_s$ ), energia de deformação na plataforma ( $E_p$ ) e energia cinética comum após o impacto inicial. No caso de uma colisão excêntrica, alguma parte da energia cinética permanecerá como energia rotacional da embarcação e/ou da plataforma após a colisão. A equação da conservação da energia, assumindo-se colisão central, torna-se:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} m_s v_s^2 + \frac{1}{2} m_p v_p^2 &= E_s + E_p + \frac{1}{2} (m_s + m_p) v_c^2 \\ \frac{1}{2} m_s v_s^2 + \frac{1}{2} m_p v_p^2 &= E_s + E_p + E_k \end{aligned} \quad (\text{II.3.2-1})$$

onde

$E_s$  é a energia de deformação dissipada pela embarcação,

$E_p$  a energia de deformação dissipada pela plataforma,

$E_k$  a energia cinética comum após o impacto inicial.

Combinando-se esta equação com a equação para a velocidade comum  $v_c$ , resulta a seguinte expressão para a dissipação da energia de deformação:

$$E_s + E_p = \frac{1}{2} m_s v_s^2 \frac{\left(1 - \frac{v_p}{v_s}\right)^2}{1 + \frac{m_s}{m_p}} \quad (\text{II.3.2-2})$$

Esta equação estabelece que a proporção da energia de colisão, que é dissipada como energia de deformação estrutural nos corpos colidentes, é dada pela diferença, na energia cinética, antes e após o período de impacto inicial.

Para o caso de plataformas semi-submersíveis, quando há uma velocidade comum da embarcação e da plataforma após o impacto inicial ( $v_p = 0$ ,  $v_c > 0$ ,  $E_k > 0$ ), a energia cinética remanescente após o impacto ( $E_k$ ) também precisa ser considerada, em adição à energia de deformação inicial. Neste caso, tem-se:

$$E_s + E_p = \frac{1}{2} m_s v_s^2 \frac{1}{1 + (m_s / m_p)} \quad (\text{II.3.2-3})$$

Para casos em que  $m_p \gg m_s$ , ocorre que, praticamente, toda a energia cinética antes do impacto se dissipa como energia de deformação na embarcação e na plataforma ( $v_p = 0$ ,  $v_c \cong 0$ ,  $E_k \cong 0$ ). Para estes casos:

$$E_s + E_p = \frac{1}{2} m_s v_s^2 \quad (\text{II.3.2-4})$$

No caso de plataformas fixas, esta equação mostra-se válida, se a duração da colisão for significativamente mais curta do que o período de vibração fundamental global da estrutura.

Estas equações, derivadas a partir de princípios de momento e energia, não fornecem, contudo, qualquer informação a respeito do comportamento da embarcação e da plataforma durante o processo de colisão. Para tal, a solução das equações diferenciais não-lineares do sistema é então requerida. Uma vez que colisões de navios são eventos que comportam muitas incertezas, métodos simplificados de análise justificam, desta forma, o seu emprego.



## II.4 – Dissipação da Energia de Deformação

A dissipação da energia de deformação é avaliada por meio de cálculos de análise estrutural, requerendo que gráficos de força-deslocamento, para os objetos impactado e impactante, sejam estabelecidos. Desta forma, para um dado nível de carga, a área sob cada curva representa a absorção de energia. A distribuição e a extensão do dano são determinadas, impondo-se a condição de mesma força de colisão agindo nas estruturas. Igualmente, impõe-se que a soma das energias absorvidas iguale a quantidade de energia cinética, dissipada como energia de deformação.

De maneira geral, as curvas de força-deformação são não-lineares e requerem um procedimento de solução iterativa. A absorção de energia pode ser expressa por:

$$E_s + E_p = \int_0^{\delta_s} P_s(\delta) d\delta + \int_0^{\delta_p} P_p(\delta) d\delta \quad (\text{II.4-1})$$

onde

$P_s$  é a relação de força-deformação para o navio,

$P_p$  a relação de força-deformação para a plataforma,

$\delta_s$  a deformação do navio,

$\delta_p$  a deformação da plataforma.

Uma vez que a força de colisão inicial é uma função da indentação relativa do navio e da plataforma, um procedimento de solução incremental é requerido. Este procedimento poderia ser baseado na ilustração seguinte:

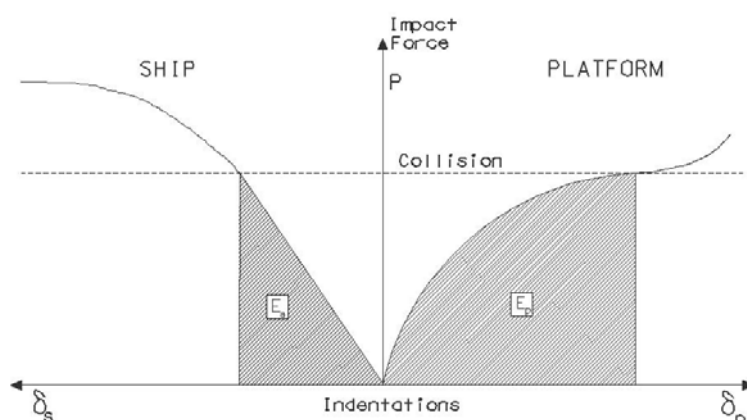


Figura II.4-1 - Ilustração das curvas de força-deformação e absorção de energia nas estruturas do navio e da plataforma.

## **II.5 – Integridade Global durante o Impacto**

---

Quanto a este tópico, em geral o dano local é aceito, desde que um mecanismo de colapso progressivo não aconteça. Ocorre com frequência que a checagem da resistência global seja executada por meio de métodos lineares e estáticos. Análises lineares são apropriadas, desde que nenhum critério de escoamento ou flambagem seja violado fora da zona de colisão. De outra forma, análises não-lineares por elementos finitos, ou cálculos feitos à mão, que levem em conta mecanismos de plasticidade, devem ser realizados para a verificação da integridade global.

### II.5.1 – Energia Cinética após Impacto

A energia cinética após o impacto inicial ( $E_k$ ) deve ser absorvida por energia de deformação elástica ou elasto-plástica na plataforma, devido à ação de “Sway”. É importante, portanto, levar-se em conta o dano local na coluna impactada, resultante do impacto inicial.

### II.5.2 – Verificação de Integridade Global

Esta verificação é muitas vezes realizada para a máxima carga de colisão. Se esta carga não coincide com o estado de máximo dano na estrutura, então outras combinações desfavoráveis possíveis, entre cargas de colisão e estados de dano, devem ser consideradas.

Para o caso da utilização de análises não-lineares, existe a possibilidade da inclusão dos efeitos detriminosos de escoamento local e flambagem de membros, que ocorrem durante o impacto inicial, como parte das análises.

## **II.6 – Metodologias de Análise e Resultados**

---

Os métodos disponíveis para predição de deformações plásticas ou danos em colisões navio-plataforma podem ser agrupados em:

- Métodos experimentais;
- Métodos numéricos;
- Métodos analíticos simplificados.

Os métodos experimentais abrangem desde análises de colisões reais a testes em escala reduzida de modelos idealizados.

Os métodos numéricos, empregando técnicas de elementos finitos ou de diferenças finitas, são uma poderosa ferramenta para estimativa do dano e predição da absorção de energia para ambas as estruturas do navio e da plataforma.

Finalmente, há procedimentos simplificados, que são comumente baseados em uma idealização das estruturas em um conjunto de elementos básicos (componentes do navio e da plataforma). A resposta estrutural de cada elemento em particular é estimada, e as contribuições somadas para fornecer a relação de força-indentação total.

Os diferentes propósitos, pelos quais estas metodologias são empregadas, compreendem:

- Projeto estrutural contra cargas acidentais;
- Casos de Segurança;
- Modelação de conseqüências, como parte de Avaliações de Risco Quantitativas (QRA);
- Verificação independente por parte de uma Certificadora, seguida de classificação.

## **Cap. III – Carga de Impacto de um “Supply Vessel”**

---

Tradicionalmente, estruturas offshore são projetadas para suportar uma variedade de carregamentos, provenientes de: peso das estruturas, vento, ondas, correntes, variações de temperatura, crescimento de organismos marinhos, etc. Contudo, não são somente estes tipos de carregamentos que devem ser levados em consideração em determinada análise. Quanto mais distante uma plataforma marítima se encontra da costa, maior a necessidade de barcos de apoio para servi-la. Isto, naturalmente, define um cenário no qual uma maior quantidade de impactos destas embarcações acontece.

Há muitos procedimentos confiáveis para cargas ordinárias, que são baseados em longa experiência prática de projetos. Procedimentos para cargas acidentais, características de acidentes de colisão, entretanto, não são geralmente disponíveis. Até hoje, houve poucas pesquisas que visavam a determinação das cargas de impacto de embarcações de apoio e as correspondentes respostas estruturais da plataforma offshore.

### **III.1 – Colisão de Proa**

---

Quando se discute a colisão da proa de uma embarcação/navio contra uma plataforma offshore de grandes dimensões e massa, a proa é usualmente assumida como absorvedora de toda a energia de colisão. Por sua vez, a plataforma é assumida como sendo infinitamente rígida.

No caso de uma colisão frontal, o amassamento axial das estruturas da proa tem um importante papel na absorção de energia. No primeiro estágio da resposta, a flambagem das chapas é o principal modo de falha. Após a ocorrência deste fenômeno, o encurtamento axial das estruturas é resistido principalmente pelas deformações das bordas das chapas.

Alguns modelos de colisão de proa teóricos têm sido estabelecidos, com base em análise teórica e correlação com resultados de teste de modelos. A carga de esmagamento global da proa de um navio é determinada, pela adição das contribuições de todos os membros estruturais, compreendendo as seções transversais. Todos estes métodos são baseados em fórmulas de elementos fundamentais de seções, com formato L, T e X. É comumente assumido que a proa é esmagada seção por seção, a partir da frente da embarcação, o que é sustentado pelo exame do dano real da proa de um navio e testes de colisão de proa controlados. Pedersen et al [9] sintetizaram métodos

analíticos simples disponíveis, e concluíram que uma fórmula de Amdahl modificada e o método de Yang e Caldwell [10] prediziam cargas de compressão razoáveis.

### **III.2 – Colisão Lateral**

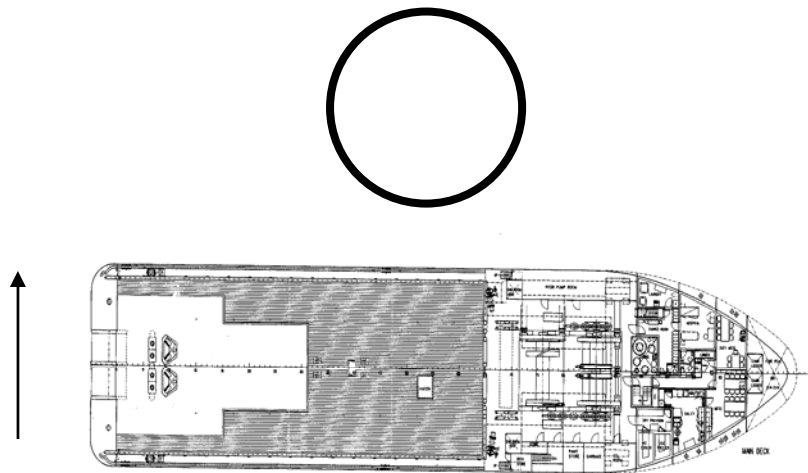
---

As amplas colunas cilíndricas, utilizadas em plataformas do tipo semi-submersível, são muito usadas como suporte de plataformas de um modo geral. Estas colunas, conforme mostrado nas fotografias no capítulo I, ficam expostas a impactos de embarcações de apoio, que podem ser do tipo lateral, e que se constituem no objeto principal deste trabalho.

A conformação permanente do costado de um barco de apoio, após colisão lateral, é comumente muito grande. A deformação tem extensão comparável ao espaçamento existente entre os “frames” transversais, atingindo dezenas, ou mesmo centenas de vezes, a espessura da própria chapa do costado. Tensões de membrana de grande magnitude se desenvolvem ali. Como o costado está sujeito a carregamento lateral, um modelo de viga pode ser empregado para simular seu comportamento no domínio da deformação plástica.

Nas chapas de convés, chapas de longitudinais, ou outros membros estruturais situados no plano da carga de colisão, a protuberância no material é muitas vezes observada, como resultado da deformação. Em casos severos, a saliência nas chapas se desenvolve completamente, terminando por tornar-se um dobramento da estrutura. Curvaturas locais se desenvolvem para acomodar a formação de protuberâncias e dobras de material. Para tal ordem de deformação, a plasticidade domina o comportamento da chapa de convés. Ambas as tensões, tanto de flexão, como de membrana, contribuem para a absorção de energia.

Um desenho esquemático de uma colisão deste tipo pode ser visto na próxima página.



**Figura III.2-1 – Colisão lateral de embarcação de apoio contra grande coluna de plataforma offshore.**

### III.2.1- Um Modelo Teórico para o Costado – O Modelo de Viga Modificado

Segundo Wang e Ohtsubo [11], a deslocamentos transversais suficientemente grandes, a força de membrana domina o comportamento da viga. Isto é conhecido como “string response”. Quando solicitada por uma carga transversal no meio do vão, a relação carga-deslocamento de uma viga é, aproximadamente:

$$F = 2 \sigma_0 A \frac{\Delta}{a} \quad (\text{III.2.1-1})$$

onde

$\sigma_0$  é a tensão de escoamento;

$A$  é a área da seção transversal;

$\Delta$  é o deslocamento;

$2.a$  é o vão total da viga.

A deformação na viga é, aproximadamente:

$$\varepsilon = 0,5 (\Delta/a)^{0,5} \quad (\text{III.2.1-2})$$

Em Mecânica Estrutural Clássica, a carga sobre uma viga é considerada concentrada no meio do vão, ou distribuída uniformemente sobre todo o vão da mesma. Contudo, ao se discutir a colisão do costado de uma embarcação contra a coluna de uma plataforma offshore, nenhuma destas duas considerações de carregamento se mostra apropriada.

Comparado ao espaçamento dos “frames” transversais de um barco de apoio, o raio da coluna é muito grande. No estágio inicial da colisão, o contato exhibe característica local, com somente uma pequena parte do costado sendo comprimida. À medida que a compressão prossegue, entretanto, mais material entra em contato com a coluna. O costado deformado tem de seguir a superfície da coluna. Desta forma, a coluna se torna uma restrição à deformação do costado.

Wang e Ohtsubo [12] analisaram a deformação de uma viga comprimida por um cilindro rígido, o que mostra ser um bom modelo teórico para o costado, quando este faz contato com uma grande coluna. As fórmulas por eles derivadas, para o seu modelo de viga modificado, são:

$$F = 2 \sigma_0 A \sin \alpha \quad (\text{III.2.1-3})$$

$$\Delta = a \sin \alpha + r(1 - 1/\cos \alpha) \quad (\text{III.2.1-4})$$

onde

$\sigma_0$  é a tensão de escoamento.

$\alpha$  é a deformação angular.

$r$  é o raio do cilindro rígido.

$a$  é o vão da viga.

A deformação de membrana  $\varepsilon$  nesta viga é:

$$\varepsilon = (1/\cos \alpha) - 1 \quad (\text{III.2.1-5})$$

Eles concluíram que a carga aumenta com o incremento do raio do cilindro.

Wang et al. [13] investigaram, tanto teoricamente quanto experimentalmente, a grande deflexão de uma placa circular comprimida por uma esfera rígida. Eles confirmaram, de modo similar ao modelo de viga modificado, que a carga da placa circular depende fortemente da esfericidade do indentador.

Transparece, tanto do modelo de viga modificado (equações III.2.1-3 e III.2.1-4), como das pesquisas de Wang et al., que os parâmetros geométricos caracterizando o objeto colidente são fatores chave, com conseqüências na capacidade de suporte de carga de uma estrutura. Como resultado, pode-se concluir que os parâmetros geométricos de coluna de plataforma offshore devem ser incluídos no método para cálculo de carga do costado.

Como prever o início de ruptura no costado, é outro difícil problema. O modelo de viga aqui considerado é um modelo global, no qual somente a deformação média é

modelada. Entretanto, a ruptura é um fenômeno de característica local, e que se inicia em uma região muito pequena. Na estrutura de um modelo global, o início de ruptura tem de ser definido como aquele em que a deformação da viga atinge um valor crítico. Esta deformação crítica pode ser selecionada, como sendo o ponto no qual a tensão do material atinge seu valor de pico.

Uma ressalva, expressa pelos autores, é que as fórmulas apresentadas são para casos em que a relação  $r / a$  não é pequena. No caso de uma coluna com diâmetro pequeno, na qual  $r < a$ , estas fórmulas podem não ser aplicáveis. Assim, segundo eles, a fórmula aproximada para o modelo de viga clássico é sugerida para utilização.

De acordo com este modelo de viga modificado, a capacidade última de suporte de carga de uma viga é determinada por dois fatores. Um deles é a deformação crítica do material, enquanto o outro é o raio do cilindro. Quando o cilindro é muito largo, com uma razão  $r / a$  grande, ele alcança os limites da viga e começa a empurrar as estruturas de suporte da mesma. A deformação não é grande, e a deformação na viga ainda está num nível baixo. A viga é então como que “enrolada” em torno da superfície do cilindro, ao invés de ser rompida. Com uma razão  $r / a$  não apreciável, uma deformação muito grande se desenvolve na viga, antes do cilindro atingir os limites da mesma. A capacidade última de suporte de carga da viga é alcançada quando a ruptura ocorre, e é, portanto, determinada pela deformação crítica do material.

Para costado longitudinalmente enrijecido, as longarinas estruturais desenvolvem tensão de membrana também na direção longitudinal, exatamente como o costado. Sua contribuição no modelo é incluída na forma de uma seção transversal aumentada do costado. Em um navio com “frames” transversais, “frames” laterais não são membros estruturais contínuos na direção longitudinal. Desta forma, segundo os autores, podem ser negligenciados no cálculo da carga de impacto do costado.

### III.2.2 – Um Modelo Teórico para Chapas do Convés – O Modelo de Indentação

Chapas de convés, vigas longitudinais laterais e vigas horizontais estão no plano da carga de colisão. A fase inicial, antes de o empenamento das chapas ocorrer, é muito curta, e a deformação está na ordem da espessura da chapa, que não é grande. A deformação fora do plano das chapas de convés, de vigas longitudinais laterais e de vigas horizontais, torna-se maior e maior, à medida que a compressão prossegue. No caso em que a energia de colisão é muito grande, a protuberância das chapas eventualmente originará dobramento estrutural, como já comentado. Ambas as tensões,



de flexão e de membrana, desempenham um papel na dissipação da energia. Se a energia ainda não se esgotou, então uma nova protuberância de material ocorrerá, diretamente atrás da dobra, e se desenvolverá através de um processo similar ao da primeira dobra.

Em outro trabalho, Wang e Ohtsubo [14] propuseram, para este mecanismo de indentação local, um modelo teórico simples. Eles também derivaram uma fórmula para a carga média, como segue:

$$F_m = (2,32/\lambda)(\sigma_0(2bt))(t/2b)^{0,67} \quad (\text{III.2.2-1})$$

onde

2.b é a largura do mecanismo.

t é a espessura da chapa.

$\lambda$  é o fator para o comprimento de esmagamento efetivo.

Como as chapas do convés e as outras citadas apresentam profundidade suficiente na direção da carga de colisão, mais de uma dobra pode ser formada. O mecanismo de indentação então se expande para os pontos duros mais próximos na direção da largura. Usualmente, estes pontos duros são os locais da viga do convés ou transversal do convés.

Por analogia, durante um processo de rompimento do fundo do casco de um navio por uma rocha, as chapas externas do casco e as chapas internas do fundo, situadas atrás de estruturas transversais como pisos, são sujeitas à compressão da rocha. Segundo os autores, o comportamento desta parte das chapas é justamente o mesmo que o das chapas de convés em uma colisão lateral.

### III.2.3 – O Método da Predição

Para o costado, o modelo de viga modificado (equações III.2.1-3 a III.2.1-5) e o modelo de viga convencional (equações III.2.1-1 e III.2.1-2) são usados. Para chapas de convés, chapas de longitudinais e vigas horizontais, que estão no plano da carga de colisão, o modelo de indentação teórico de Wang e Ohtsubo (eq. III.2.2-1) é empregado. Estes modelos apresentam extensão de dano bem definida, e o mecanismo se desenvolve dentro dos dois limites que não são móveis. A definição de limites, para estes modelos teóricos, precisa ser baseada no fenômeno observado do processo de dano real.

Geralmente, é difícil definir limites para modelos teóricos da estrutura do costado. A forma de abordagem mais simples é assumir que um membro estrutural não se deforma, a menos que seja diretamente comprimido. Esta forma é comumente usada por muitos métodos simplificados, como em Wang et al. [14]. Entretanto, esta assunção pode não ser válida em alguns casos. Os limites dos modelos teóricos são, na realidade, os locais que separam a zona de grande deformação da zona de quase nenhuma ou pequena deformação.

Para navios dotados de enrijecedores transversais, estes, juntamente com as vigas de convés, fazem restrição ao espraçamento da zona de deformação. Eles se comportam como separações entre estruturas fortemente deformadas e estruturas quase não deformadas. Os “frames” quase não contribuem ao desenvolvimento de tensão de membrana na direção longitudinal do navio. Eles podem ser negligenciados no cálculo da energia de membrana. Chapas de convés, juntamente com viga/transversal de convés justaposta, por estarem no plano da carga, desenvolvem protuberâncias e, finalmente, dobram-se sob compressão. O processo de dano é progressivo, com as vigas/transversais de convés sendo amassadas uma a uma, à medida que a compressão prossegue. A zona de deformação da estrutura do convés se espalha de uma a outra viga/transversal de convés. Já a deformação do costado se estende de “frame” a “frame”. Por este motivo, é assumido que a zona de deformação, e, como resultado, o vão no modelo de viga para o costado e a largura no modelo de indentação para chapas do convés, se estendem até o mais próximo “frame” inalterado, e a mais próxima viga/transversal de convés inalterada.

#### III.2.4 – Um Teste de Modelo

Nagasawa et al. [15] executaram uma série de testes quase-estáticos, em pequena escala, para examinar o processo de dano de um casco de navio, em colisão contra um pilar de ponte, e para estimar a carga de impacto. Comparado a navios reais, estes grupos de testes realizavam-se com modelos em escala de 1/11.

A figura III.2.4-1 exhibe, em vista superior, um de seus modelos com “frames” transversais, juntamente com o pilar utilizado no teste de colisão lateral. A tabela seguinte exhibe alguns particulares :

Tabela III.2.4-1 – Dados utilizados no modelo

Costado	840 mm x 1,2 mm
Chapas do Fundo e de Convés	440 mm x 1,2 mm
Espaçamento dos "Frames"	55 mm
Enrijeçedores	45 mm x 1,6 mm
Viga do Convés	45 mm x 1,6 mm
Raio do Indentador	450 mm
Ponto de Escoamento	25 kgf/mm <sup>2</sup>

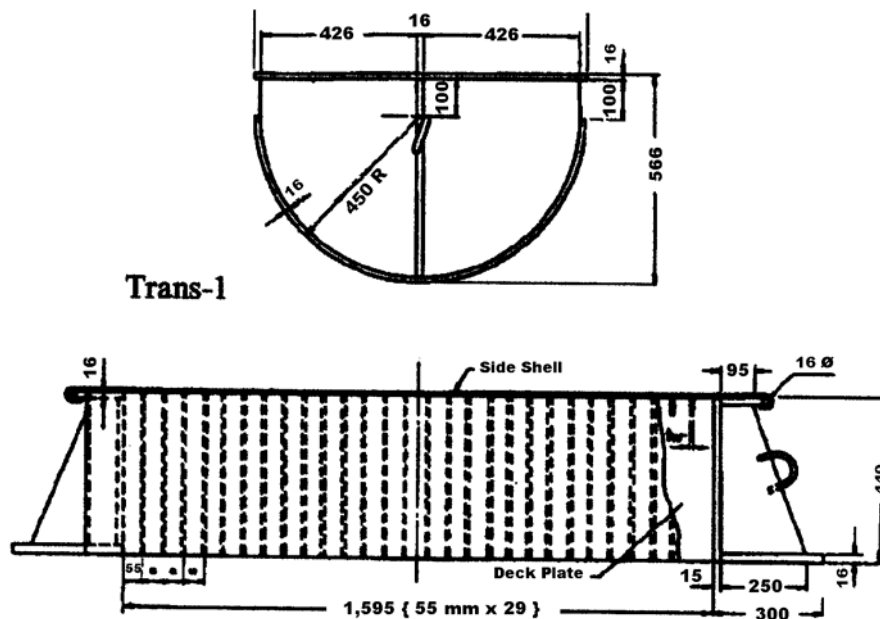


Figura III.2.4-1 – Teste de modelo de colisão lateral contra pilar de ponte (Nagasawa et al.)

Neste trabalho, conforme relato dos autores, sob compressão do cilindro, as vigas do convés eram esmagadas uma a uma a partir do contato inicial. Como resultado, a zona de deformação da estrutura do convés espalhava-se progressivamente, a partir da parte central, à direita e à esquerda; a protuberância na chapa do convés espalhava-se da mesma maneira.

A razão utilizada entre o raio do cilindro e o espaçamento entre enrijeçedores transversais foi de, aproximadamente, 8,2. A fórmula para o modelo de viga modificado foi usada para a predição da resistência do costado. O material usado foi aço doce com ponto de escoamento aproximado de 25 kgf/mm<sup>2</sup>. A partir de curvas tensão-deformação típicas para aço doce, pôde-se constatar que, no momento em que a deformação atingia aproximadamente 20%, a tensão atingia valor de pico e começava a declinar. Portanto, foi utilizado valor de 20% para a deformação crítica do início de ruptura no costado.

Para chapas de convés e do fundo, assumiu-se que um simples mecanismo de indentação desenvolvia-se em toda a extensão de uma zona de deformação. Fotografias deste teste confirmaram esta suposição.

As curvas de carga-deformação e energia-deformação, extraídas dos testes, estão nas figuras seguintes, juntamente com os resultados de cálculo. As comparações, segundo os autores, mostraram-se satisfatórias. Ainda conforme seu relato, o início de ruptura no costado ocorreu um pouco antes do cilindro entrar em contato com o sexto enrijecedor, a partir do ponto de contato inicial, na deformação aproximada de 100 ~ 120 mm.

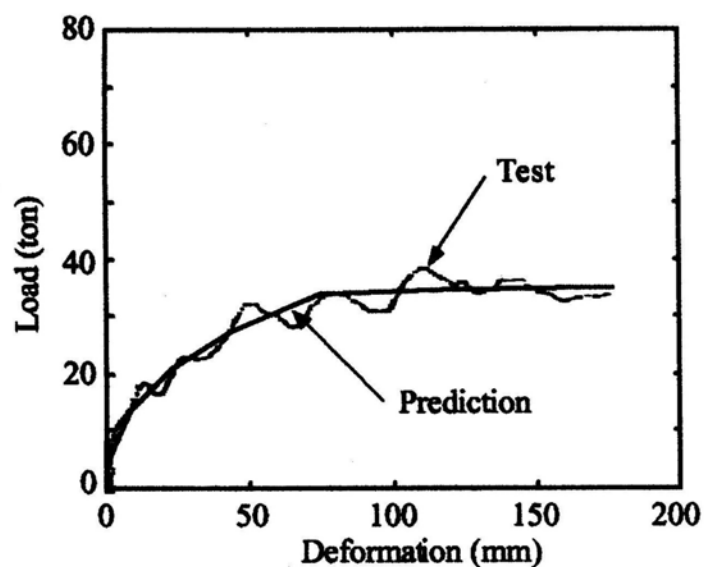


Figura III.2.4-2 – Curva carga-deformação obtida nos testes.

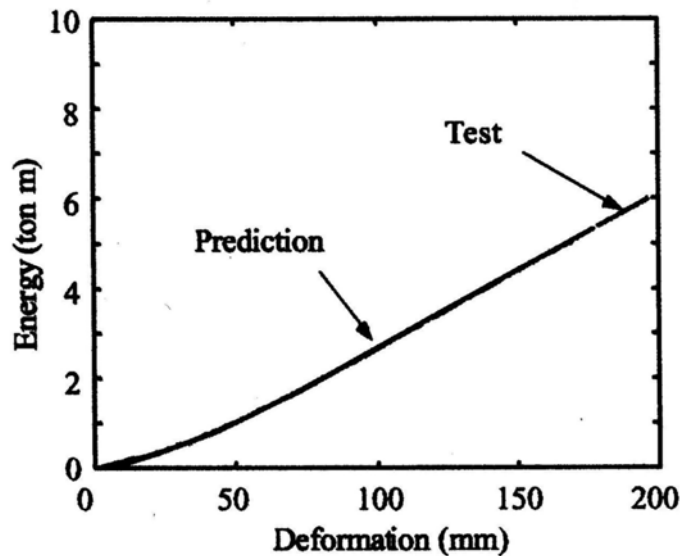


Figura III.2.4-3 – Curva energia-deformação obtida por Nagasawa et. al. .

Uma observação interessante, registrada pelos autores, foi que o costado não perdeu sua capacidade de suportar o carregamento imposto, mesmo após a iniciação da ruptura. A carga tornou-se quase constante, ao invés de declinar a um outro patamar. A partir de fotografias do teste, pôde-se averiguar que as rupturas ocorreram próximas às conexões do costado, chapas de convés e enrijecedores laterais, e que estas linhas de ruptura não se desenvolveram à extensão que levaria à perda catastrófica da capacidade de suporte de carga.

Nagasawa et al. assumiram, em seu método de cálculo simples, que uma força de membrana uniforme desenvolvia-se no costado, e que uma carga, distribuída uniformemente, desenvolvia-se nas chapas do convés e do fundo. A fim de se obter uma boa correspondência com os resultados do teste, eles ainda assumiram que somente 50% do costado era efetivo no suporte ao carregamento, e que somente 50% do material no costado, incluindo “frames” laterais, era efetivo. Eles não investigaram, no entanto, a condição de falha estrutural. Baseados nos resultados dos testes, assumiram que a carga não aumentava quando a razão, entre a máxima deformação e o raio do cilindro, igualava um valor crítico. Este valor foi determinado empiricamente, segundo sua observação.

O método de cálculo de Nagasawa et al esteve entre os poucos métodos capazes de prever a carga de um navio ao colidir com um grande objeto cilíndrico. Infelizmente, eles não proveram base teórica de como por que somente parte da

estrutura era efetiva em resistir à carga de colisão. A assunção de que somente parte do chapeamento do convés é efetiva, é muito similar ao conceito de se usar extensão efetiva de chapas, para levar em conta a resistência reduzida, após flambagem das mesmas. Fórmulas derivadas de acordo com a Teoria da Elasticidade não são apropriadas para a descrição das chapas de convés. Isto porque, para deformações bem além da ordem de espessura das placas – caso das chapas de convés –, o comportamento estrutural é dominado por plasticidade. A Teoria de Elasticidade perde sua validade aqui e a Teoria de Plasticidade deve ser empregada.

### **III.3 – Carga de Impacto de um “Supply Vessel”**

---

#### III.3.1 – Colisão Lateral de um “Supply Vessel”

Como exemplo de cálculo de carga de impacto de uma embarcação de apoio, Wang e Ohtsubo utilizaram um barco de 54 m de comprimento, estruturas principais em aço doce, cujas características podem ser vistas na tabela abaixo:

Tabela III.3.1-1 – Características da embarcação de apoio utilizada.

Comprimento (Lbp)	54,0 m
Largura	13,8 m
Altura	5,8 m
Calado	4,8 m
Peso Morto	1588 t
Deslocamento	2875 t
Velocidade Máxima	13,6 knot
Motor Principal	5.300 PS

A embarcação utilizada no experimento exhibe algumas particularidades que são comuns em barcos deste tipo. Como exemplo, pode-se citar que as seções transversais da embarcação, à meia nau, à proa e à popa, são bastante variáveis, como pode ser visto na figura seguinte.

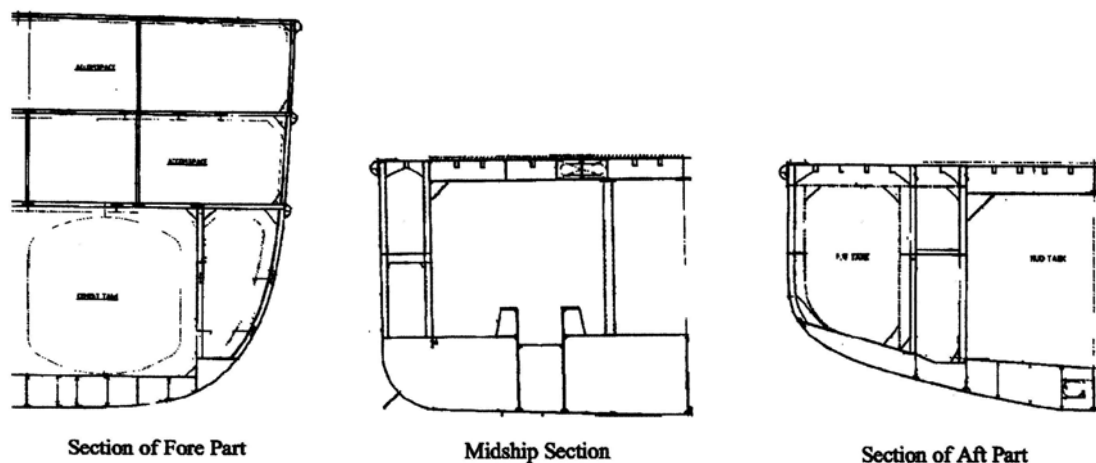


Figura III.3.1-1 – Seções transversais típicas de um “Supply Boat”.

Outras particularidades presentes eram:

- A localização da sala de máquinas na parte central da embarcação;
- A extensão do convés principal da popa à superestrutura, localizada na parte dianteira da embarcação;
- A existência de quatro níveis de conveses, situados acima do convés principal;
- O fato da altura da embarcação, na parte da popa, ser menor do que a altura na parte central;
- Sólidos pisos assentados em cada localização de “frame”;
- A estrutura do duplo fundo apresentando uma maior resistência do que o convés.

Para este trabalho, foi assumido que a extensão do dano do duplo fundo, na direção longitudinal, era a mesma que a do costado e chapeamento do convés. As curvas preditas para uma colisão lateral do “Supply Boat”, contra uma coluna de diâmetro 10 m, são exibidas na página seguinte. A carga de impacto da estrutura, da parte anterior da embarcação, é a mais elevada porque a área de contato do costado é maior, e três níveis de chapeamento de conveses estão envolvidos. A estrutura, na parte da popa, fornece a carga de impacto mais baixa porque a altura da embarcação, naquela região, torna-se menos pronunciada.

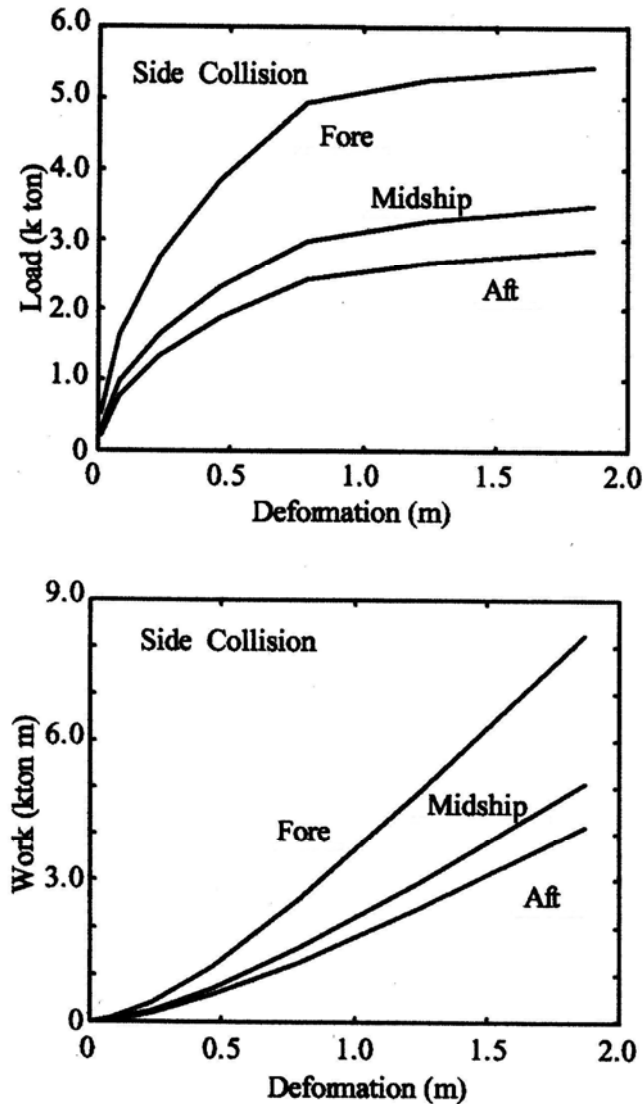


Figura III.3.1-2 – Curvas de carga-deformação e trabalho-deformação para colisão lateral de “Supply Boat” contra coluna de 10 m de diâmetro.

### III.3.2 – Máxima Carga de Impacto

Quando uma embarcação de apoio de massa  $m$ , navegando a uma velocidade  $v$ , colide contra uma plataforma offshore, a energia cinética total pode ser expressa como:

$$E = \alpha m \frac{v^2}{2} \quad (\text{III.3.2-1})$$

onde

$\alpha$  é um coeficiente para a inclusão dos efeitos do fluido ao redor da embarcação.

Há muitas investigações sobre a massa adicional em um acidente de colisão ou de naufrágio. Wang e Ohtsubo, em seu trabalho, assumiram  $\alpha = 1,05$  para colisões frontais



e  $\alpha = 1,50$  para colisões laterais. Esta energia cinética é dissipada por deformações das estruturas envolvidas e por movimentos da embarcação. Quando a embarcação de apoio colide na proa, a energia cinética inicial é quase inteiramente dissipada pelas estruturas de proa deformadas. Similar é a colisão na parte à meia nau da embarcação, quando o movimento de “Yaw” é pequeno. Quando a colisão ocorre na parte da proa ou da popa da embarcação, somente parte da energia cinética é absorvida pelas estruturas da embarcação deformadas, enquanto muito da energia de colisão inicial é dissipada como energia de movimento do navio. Wang e Ohtsubo assumiram que 67% da energia inicial era dissipada pelas estruturas do navio, e adotaram  $\alpha = 1,0$  para colisão ocorrendo nas partes de proa ou popa do “Supply Vessel”.

A máxima carga de impacto deste “Supply Vessel” pode ser descrita como uma função da velocidade inicial da embarcação (ou da velocidade relativa entre embarcação e plataforma), do calado da mesma, e da localização da colisão. A figura abaixo mostra os cálculos de três condições de carregamento típicas, correspondentes ao menor calado, ao maior calado e a um calado intermediário.

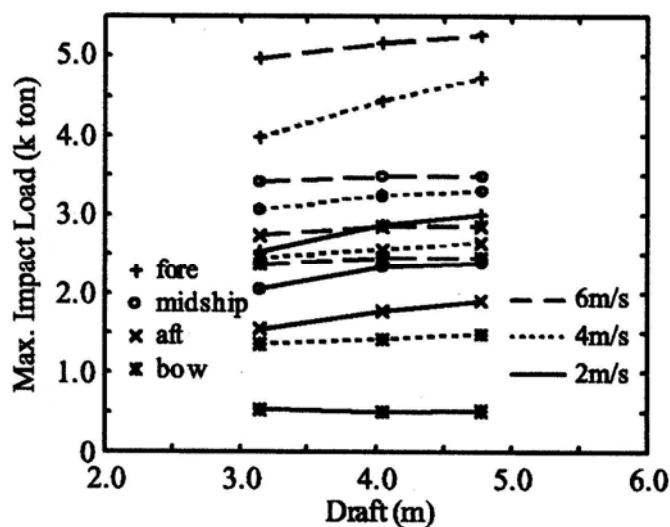


Figura III.3.2-1 – Máxima carga de impacto de um “Supply Vessel” de 54 m de comprimento, como função da velocidade inicial, do calado e da localização da colisão.

Da figura acima se depreende que:

1. A máxima carga de impacto é forte função da velocidade inicial da embarcação.

2. A um mesmo calado e a uma mesma velocidade, a carga de impacto de uma colisão frontal é a mais baixa. A segunda mais baixa é a colisão na popa da embarcação, seguida pela colisão lateral à meia-nau. A carga de impacto mais alta é devida à colisão na proa da embarcação.
3. A máxima carga de impacto desta embarcação depende muito pouco do calado. Pode-se, portanto, negligenciar a influência do calado da embarcação, e desenvolver um novo diagrama ou expressão da carga de impacto, no qual somente dois parâmetros, a velocidade e a localização da colisão, são incluídos.

Esta figura pode ser usada como um gráfico de projeto para a estimativa da carga de impacto de um barco de apoio. A carga de impacto pode então ser usada para se calcular os efeitos sobre a plataforma marítima, bem como avaliar a resistência última de membros estruturais danificados, etc.

O método acima descrito faz parte de um grupo de métodos analíticos simplificados para a estimativa de cargas de impacto de um barco de apoio. Em uma colisão de proa, o esmagamento axial das interseções de placas tem um importante papel na absorção da energia. Em uma colisão lateral contra uma coluna de plataforma offshore, o costado desenvolve, principalmente, tensão de membrana na direção longitudinal; as chapas do convés desenvolvem protuberâncias e dobram-se para acomodar a grande deformação. A carga de impacto, em um acidente de colisão, é obtida pela soma das contribuições de todas as estruturas deformadas.

## Cap. IV – Sobre Colunas de Plataformas Semi-Submersíveis

### IV.1 – Generalidades

---

Plataformas semi-submersíveis são sistemas flutuantes de produção, que apresentam os seguintes elementos estruturais principais:

- Convés principal (“main deck”): tem como função suportar todos os equipamentos da planta de processo e alojamentos.
- Flutuadores ou “pontoons”: têm como finalidade proporcionar o deslocamento necessário para manter a plataforma em flutuação.
- Colunas: são estruturas de interligação do convés principal aos “pontoons”. Possuem funções adicionais de estabilidade e flutuação.
- Membros tubulares: como contraventamentos, são elementos estruturais que interligam as colunas, os flutuadores e o convés, propiciando uma constituição mais resistente à plataforma.

Um desenho genérico de uma plataforma deste tipo pode ser visto na figura seguinte. Nesta estão representados os chamados calados de sobrevivência (maior) e o de trânsito.

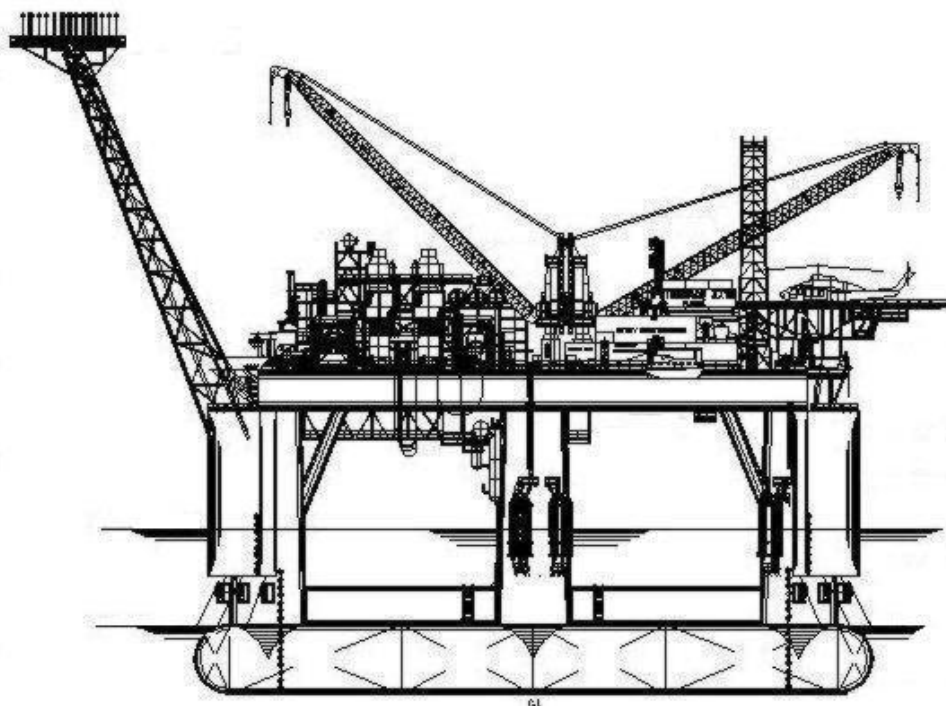


Figura IV.1-1 – Desenho genérico de uma plataforma semi-submersível.

## **IV.2 – Notas do American Petroleum Institute**

---

Segundo a norma API [16], em caso de colisão entre embarcações e plataformas marítimas, haverá absorção de energia principalmente por:

- a) Deformação plástica localizada (indentação) da parede tubular.
- b) Flexão elástica/plástica do membro atingido.
- c) Elongação elástica/plástica do membro.
- d) Dispositivo de defesa, se houver algum.
- e) Deformação da plataforma como um todo (movimento de “Sway”).
- f) Deformação do navio/embarcação, com rotação ou não do mesmo.

Em geral, a resistência ao impacto de uma embarcação depende da interação, entre indentação do membro atingido e flexão do mesmo. De acordo com esta norma, a deformação global da plataforma pode, em princípio, e de uma forma conservativa, ser ignorada. A avaliação do dano pode ser considerada em dois casos:

1. Impacto: absorção de energia e sobrevivência da plataforma.
2. Pós-Impacto: a plataforma satisfaz critérios pós-impacto.

A estrutura primária da plataforma deve ser projetada e configurada para absorver energia durante o impacto, bem como suportar as conseqüências do dano após o mesmo. Algumas deformações permanentes de membros, decorrentes de impactos, podem ser admitidas em certos casos.

Ainda segundo a norma API, a plataforma deve reter resistência residual suficiente após um impacto, de forma a poder suportar cargas de tempestade ambientais de um ano, em adição às cargas normais de operação. Dispositivos de proteção, conhecidos como defensas, podem ser usados para salvaguardar partes da estrutura e acessórios conectados à plataforma, como risers, condutores externos, etc. As defensas devem ser projetadas para resistir a impacto de embarcações, de forma a não se destacarem da plataforma durante estas ações.

### IV.3 – Notas da Det Norske Veritas

---

O evento de colisão de uma embarcação contra uma plataforma marítima pode resultar, em certos casos, em perda de estabilidade da estrutura. As Notas de Classificação da DNV [17] ditam que há, basicamente, dois modos pelos quais uma estrutura pode perder sua estabilidade. O tipo de instabilidade, conhecido como “snap-through buckling”, é caracterizado por uma curva de carga-deflexão como a exibida na figura abaixo. A estrutura colapsa quando a carga é elevada além do ponto limite.

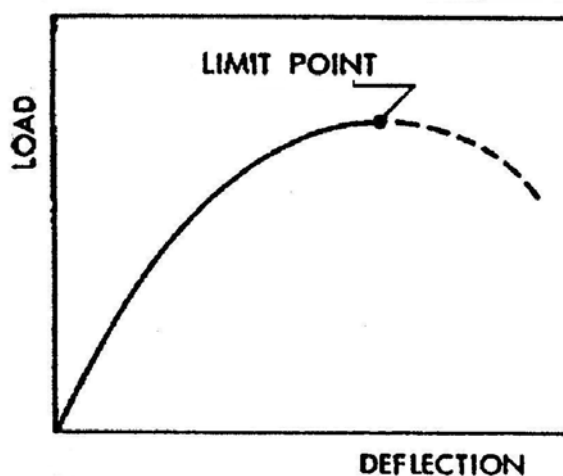


Figura IV.3 - 1 – Curva de carga-deflexão para “snap-through buckling”.

O outro tipo de instabilidade é conhecido como flambagem clássica ou flambagem com bifurcação (figura IV.3- 2, na página seguinte). Para cargas relativamente pequenas, o estado de equilíbrio da estrutura é chamado de estado fundamental ou de estado de pré-flambagem. Quando a carga é aumentada, um ponto de bifurcação é alcançado, no qual outra solução para as equações de equilíbrio passa a existir. Além deste ponto de bifurcação, o caminho de “pré-flambagem” é instável. O comportamento de pós-flambagem depende então das características do caminho secundário.

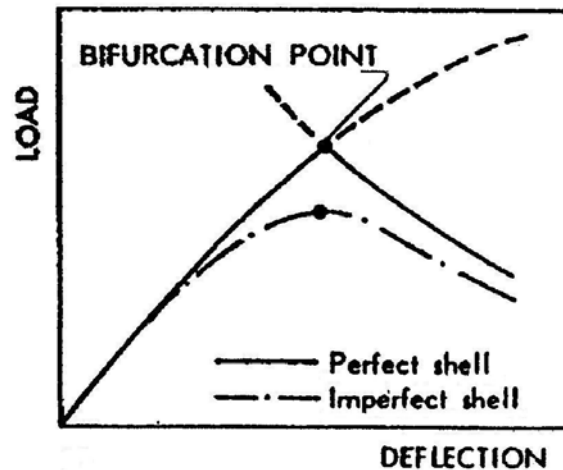


Figura IV.3- 2 – Curva de carga-deflexão para flambagem clássica ou com bifurcação.

Entretanto, se a estrutura contiver uma imperfeição geométrica inicial na configuração do modo de flambagem, a curva de carga-deslocamento pode ser como a indicada acima para a casca imperfeita. Desta forma, uma estrutura imperfeita pode perder sua estabilidade em um ponto limite, que corresponde a uma carga mais baixa do que a do ponto de bifurcação da estrutura perfeita. Se a carga do ponto de bifurcação da estrutura perfeita é próxima à carga do ponto-limite da estrutura imperfeita ou não, isto irá depender da forma do caminho secundário da estrutura perfeita. Uma vez que imperfeições geométricas de distintos formatos são inevitáveis em estruturas construídas, instabilidades reais podem ser esperadas ocorrer em pontos limites, ao invés de em pontos de bifurcação.

#### IV.3.1 – Análise de Resistência a Flambagem

De acordo com estas Notas de Classificação da DNV, análises de resistência a flambagem devem ser baseadas na resistência a flambagem característica para o modo de flambagem mais desfavorável. O procedimento geral para análise de resistência a flambagem, com base no documento citado, abrange as seguintes considerações:

- O estado de tensão na estrutura em consideração é caracterizado por uma tensão de referência  $\sigma$ . Esta pode ser uma única componente de tensão, ou uma tensão equivalente definida.
- A resistência à flambagem da estrutura é definida como o valor crítico da tensão de referência,  $\sigma_{cr}$ .

- A tensão crítica pode ser definida relativa à tensão de escoamento  $\sigma_F$ , de modo que a razão  $\sigma_{cr}/\sigma_F$  seja determinada como uma função do parâmetro de esbeltez reduzida  $\lambda$ . Uma curva de resistência à flambagem típica pode ser vista na figura seguinte.

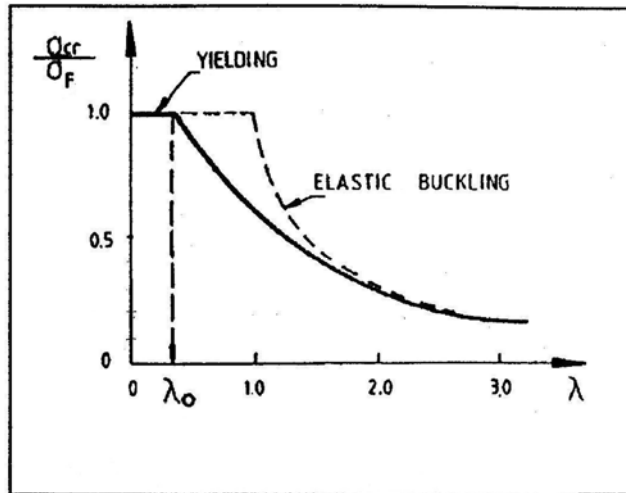


Figura IV.3.1 - 1 – Curva de flambagem adimensional típica.

- A definição mais geral de esbeltez estrutural é a chamada esbeltez reduzida:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sigma_F}{\sigma_E}} \quad (\text{IV.3.1-1})$$

onde

$\sigma_E$  é a tensão de flambagem elástica.

Em geral, esta tensão  $\sigma_E$  pode ser determinada a partir da teoria de flexão clássica. Contudo, para estruturas sensíveis a imperfeições na faixa elástica,  $\sigma_E$  deve ser modificada, de modo que estas imperfeições, dentro de tolerâncias especificadas, sejam levadas em conta.

- Curvas de resistência à flambagem típicas são caracterizadas por um patamar  $\sigma_{cr}/\sigma_F = 1,0$ , para valores de  $\lambda$  menores do que  $\lambda_0$ . Em tais casos, pode-se dizer que a flambagem não é relevante quando  $\lambda < \lambda_0$ .

#### IV.3.2 – Fator de Uso

O chamado fator de uso  $\eta$ , no qual se baseia esta análise de tensão de flexão, é definido como a razão entre o valor real da tensão de referência devida ao carregamento de projeto, e o valor crítico da tensão de referência:

$$\eta = \frac{\sigma}{\sigma_{cr}} \quad (\text{IV.3.2-1})$$

O máximo valor permissível para o fator de uso  $\eta_p$  é definido nas Regras de Classificação. Em geral, ele depende de:

- Condição de carregamento;
- Tipo de estrutura;
- Esbeltez da estrutura.

#### IV.3.3 – Tolerâncias de Fabricação

A resistência à flexão, da maior parte das estruturas, depende do tamanho e da forma das imperfeições geométricas. Em geral, o efeito de imperfeições é somente incorporado implicitamente nas fórmulas para resistência característica. Isto significa que é assumido que as imperfeições não excedem certos limites. Estes limites são especificados no capítulo VII das Notas de Classificação mencionadas.

#### IV.3.4 – Cascas Cilíndricas Circulares Enrijecidas

A estrutura da coluna de uma plataforma marítima semi-submersível pode ser idealizada por meio de uma casca cilíndrica circular. Por meio da teoria de cascas, depreende-se que esta pode ser enrijecida por meio de anéis e/ou por meio de enrijecedores longitudinais. A estrutura da coluna se serve destes reforços para aumentar sua resistência às deformações impostas, conforme mostrado na figura seguinte.



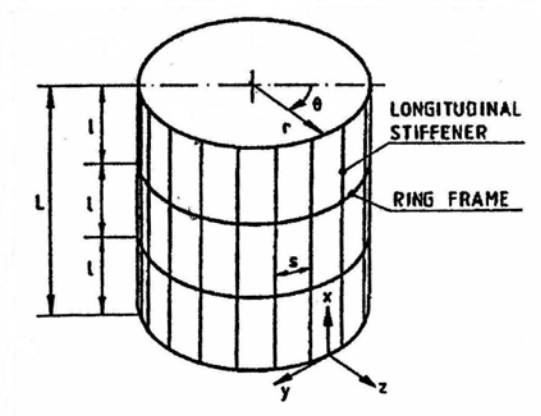


Figura IV.3.4 - 1 – Casca cilíndrica enrijecida.

De acordo com o Boletim da API [18], os reforços em uma casca cilíndrica podem ser mais bem visualizados nas figuras que seguem.

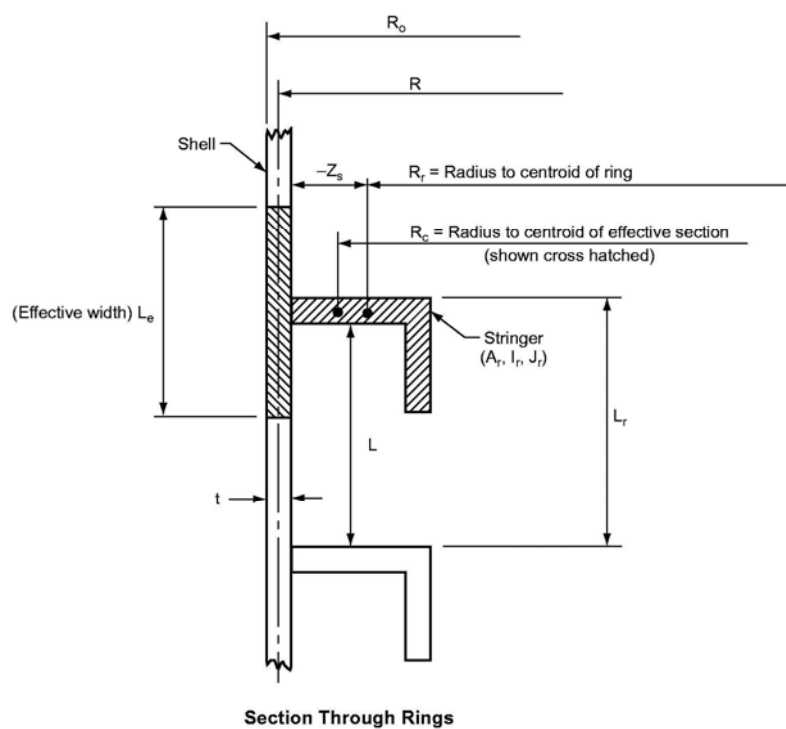
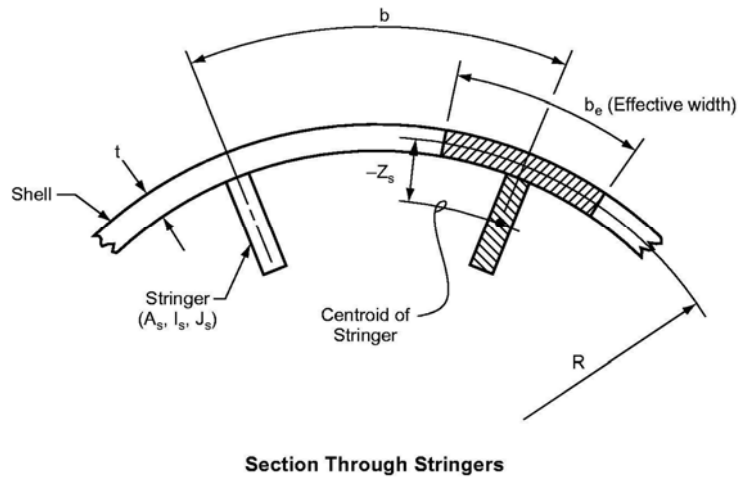


Figura IV.3.4 - 2 – Geometria dos anéis de reforço.



**Figura IV.3.4 - 3 – Seção através dos enrijecedores longitudinais.**

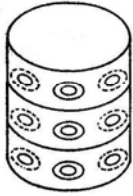
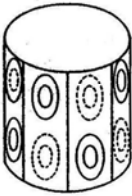



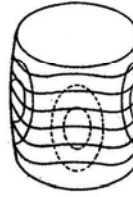
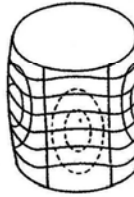
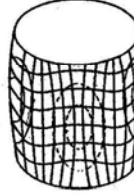



De acordo com Prática Recomendada pela DNV [19], na tabela que segue podem ser observados os métodos indicados pela entidade para análise de falha, com respeito a diferentes modos de flambagem/deformação plástica. Estes métodos, segundo a própria DNV, devem ser considerados como semi-empíricos. A razão para se basear o projeto em métodos desta natureza é que a concordância, entre cargas de flambagem experimentais e teóricas, para alguns casos, foi verificada como sendo inexistente. Esta discrepância é devida ao efeito das imperfeições geométricas e tensões residuais em estruturas construídas. Em realidade, os métodos para análise de flambagem são baseados em um nível assumido de imperfeições. Estes métodos podem ser substituídos por análises mais refinadas ou testes com modelos, que levem em conta as reais condições de contorno, as perturbações dos rebordos por pré-flambagem, as imperfeições geométricas reais, o comportamento não-linear do material e as tensões de soldagem residuais.

#### IV.3.5 – Modos de Flambagem

Pelo critério da DNV, os modos de flambagem de cascas cilíndricas enrijecidas são exibidos na tabela IV.3.5-1:

- a) flambagem de casca: ocorre no chapeamento da casca, entre anéis ou entre enrijecedores longitudinais.
- b) flambagem do enrijecedor: ocorre no chapeamento da casca, incluindo os enrijecedores longitudinais. Os anéis atuam como linhas nodais.

Tabela IV.3.5-1 – Modos de flambagem para diferentes tipos de cilindros.

<b>Buckling modes for different types of cylinders.</b>			
<b>Buckling mode</b>	<b>Type of structure geometry</b>		
	<b>Ring stiffened (unstiffened circular)</b>	<b>Longitudinally stiffened</b>	<b>Orthogonally stiffened</b>
<b>a) Shell buckling</b>			
<b>b) Panel stiffener buckling</b>			
<b>c) Panel ring buckling</b>			
<b>d) General buckling</b>			
<b>e) Column buckling</b>			

c) flambagem do anel: ocorre no chapeamento da casca, incluindo os anéis. Os enrijecedores longitudinais agem como linhas nodais.

d) flambagem generalizada: ocorre no chapeamento da casca, incluindo os anéis e os enrijecedores longitudinais.

- e) flambagem de coluna: flambagem do cilindro inteiro como uma coluna. Para cascas cilíndricas longas, é possível que a interação, entre flambagem local e flambagem de coluna global, possa ocorrer; isto porque efeitos de segunda ordem, de compressão axial, alteram a distribuição de tensão calculada a partir da teoria linear. É então necessário levar este efeito em conta na análise de flambagem da coluna. Isto é feito, baseando-se a flambagem de coluna em uma tensão de escoamento reduzida  $f_{kc}$ , dada pelo tipo relevante de estrutura.
- f) flambagem local de enrijecedores longitudinais e anéis: ocorre quando as proporções geométricas, dos enrijecedores longitudinais e dos anéis, estão dentro de determinadas faixas dimensionais.

## Cap. V – Trabalhos Anteriores (Revisão Bibliográfica)

---

Num dos primeiros trabalhos realizados sobre o tema de colisão de navios, Minorsky [20], em 1959, concebeu a idéia de que a energia absorvida era uma função linear simples do volume de material deformado. Para isto, empregou um modelo de colisão de alta energia em uma fórmula semi-empírica, com a primeira potência da espessura da chapa, expressa no volume dos membros estruturais efetivos, tendo sido adotada como parâmetro único na representação de todos os modos de dano. Em seu modelo, a resistência estrutural de ambos os navios envolvidos na colisão precisava ser de nível equivalente. Poucos anos atrás, contudo, Kitamura [21] expressou que este modelo original não teria aplicação garantida aos navios modernos, notadamente àqueles com resistência estrutural do casco aumentada.

Posteriormente ao trabalho de Minorsky, várias modificações foram propostas, no intuito de se expandir a aplicabilidade ou a acurácia do seu método. Uma destas inovações, realizada por Pedersen e Zhang [22], introduziu parâmetros para o lay-out estrutural, em uma fórmula similar à de Minorsky. Outras soluções especiais, desenvolvidas em publicações recentes, referidas como soluções por superelementos, são vistas como capazes de predizerem a absorção de energia muito acuradamente; mas, ao mesmo tempo, são aplicáveis somente a casos de carregamentos muito específicos. Segundo Pedersen et al. [23], cada superelemento representa um agrupamento de componentes estruturais, e contém soluções somente para o comportamento estrutural deste agrupamento específico, enquanto este sofre colapso. Dito de outra forma, a aplicabilidade da solução por superelementos é limitada. Assim, ao se utilizar superelementos em problemas de impacto, deve-se realizar o “re-mesh” – a discretização da malha – da estrutura que está sendo atingida, à medida que a solução prossegue.

Conforme já comentado, a estimativa da consequência da colisão, dentro da Teoria Clássica de Colisão de Navios, pode ser separada em: Dinâmica de Colisão Externa e Mecânica de Colisão Interna. A primeira lida com a energia liberada para dissipação e com o impulso de impacto da colisão, por meio da análise do movimento rígido dos navios colidentes, levando em conta também o efeito da água circundante. A Mecânica Interna analisa a resposta estrutural e o dano causado pela energia liberada, a ser dissipada pelo esmagamento das estruturas do navio durante a colisão. Segundo Pedersen e Zhang [24], esta separação em dois problemas independentes somente é

possível quando os sistemas estruturais, assim como o meio fluido circundante, podem ser tratados como um sistema não-amortecido, usando-se a teoria para colisão absolutamente inelástica entre dois corpos.

Em um experimento sobre colisão lateral de um navio cargueiro com capacidade de 150.000 t, dotado de movimento de “Sway”, contra um pilar prismático de ponte – fixo ao solo e com 24 m de largura –, Hysing e Bøe [25] verificaram, primeiramente, a variação da força de colisão com a indentação produzida no costado do cargueiro. Constataram, também, uma carga máxima de colisão no princípio do impacto. Uma vez alcançado este valor máximo, a carga de colisão diminuía, sendo reduzida a um nível quase constante, associado a esmagamento contínuo do vigamento, convés e fundo do navio.

Segundo Pedersen e Zhang [24], a expressão empírica derivada para impacto de costado de navio tem a forma:

$$P_{Cside} = 263 F_s [1.0 + 0.88(b/D)^{1.06}] [L/300]^{2.20} (MN) \quad (V-1)$$

onde

$P_{Cside}$  é a carga de esmagamento do costado (em MN);

$F_s$  é o fator que leva em conta o sistema de enrijecimento do navio

1,00 para longitudinalmente enrijecido,

1,35 para navios transversalmente enrijecidos;

$b$  é a largura do pilar de ponte, em contato com a lateral do navio (m);

$D$  é a profundidade moldada do navio (m);

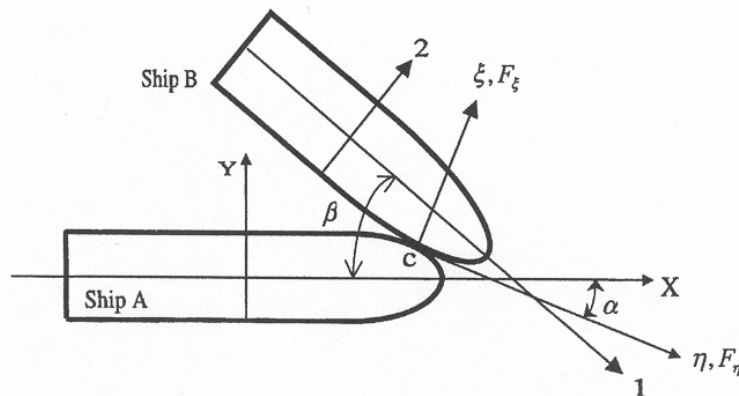
$L$  é o comprimento do navio (m).

## **V.1 – Método Analítico para Cálculo da Perda de Energia e Impulso de Impacto**

Pedersen e Zhang [26] apresentam em seu trabalho um método analítico para cálculo da perda de energia e do impulso de impacto, decorrentes de colisões arbitrárias entre navios. É suposta, no início do procedimento, apenas ação dos movimentos de “Surge” e “Sway”; posteriormente, é considerado o deslizamento e o rechaço dos corpos no plano da superfície da água, durante a colisão. A perda de energia por dissipação, por meio de deformações estruturais das estruturas envolvidas, é expressa então nas chamadas expressões de forma fechada. Este procedimento baseou-se na mecânica de corpo rígido; nesta, é assumido que há desprezível energia de deformação,

para ação sobre as estruturas fora da área de contato entre os corpos; e que esta área é local e pequena. Em outros termos, segundo os autores, isto implica que a colisão pode ser considerada instantânea; cada corpo é assumido capaz de exercer uma força impulsiva no outro, no ponto de contato entre eles. A fricção entre as superfícies impactantes também é contemplada.

O método analítico de Pedersen e Zhang considera um navio colidente (A), dotado de uma velocidade avante  $V_{ax}$ , e uma velocidade  $V_{ay}$  na direção de “Sway”, que atinge outro navio (B) navegando com uma velocidade avante  $V_{b1}$ , e uma velocidade de “Sway”  $V_{b2}$ . Um sistema de coordenadas XYZ – o eixo Z apontando para fora da superfície da água, e o eixo X situado no plano de simetria do primeiro navio e apontando para a proa da embarcação – é considerado. O plano YZ contém a seção à meia-nau do navio no momento do contato ( $t = 0$ ). Outro sistema de coordenadas  $\xi$ - $\eta$ , também tomado como referência, é localizado no ponto de impacto C, com a direção  $\xi$  sendo normal à superfície de impacto. O ângulo entre o eixo X e o eixo  $\eta$  é  $\alpha$ , e o ângulo entre o eixo X e o plano de simetria da embarcação abalroada é  $\beta$ . Estes sistemas podem ser visualizados na figura abaixo:



**Figura V.1- 1 – Sistema de Coordenadas utilizado por Pedersen e Zhang.**

Os autores exibem então em seu trabalho as seguintes equações de movimentos para o navio impactante, devidas às componentes da força de impacto  $F_{\xi}$  na direção  $\xi$ , e  $F_{\eta}$  na direção  $\eta$  :

$$M_a (1+m_{ax}) \dot{v}_{ax} = -F_{\xi} \sin \alpha - F_{\eta} \cos \alpha \quad (V.1-1)$$

$$M_a (1 + m_{ay}) \dot{v}_{ay} = -F_\xi \cos \alpha + F_\eta \sin \alpha \quad (\text{V.1-2})$$

$$M_a R_a^2 (1 + j_a) \dot{w}_a = F_\xi [y_c \sin \alpha - (x_c - x_a) \cos \alpha] + F_\eta [y_c \cos \alpha + (x_c - x_a) \sin \alpha] \quad (\text{V.1-3})$$

onde

$M_a$  é a massa do navio impactante.

$(\dot{v}_{ax}, \dot{v}_{ay}, \dot{w}_a)$  denotam as acelerações durante as colisões do navio impactante nas direções X e Y, e na rotação em torno do centro de gravidade, respectivamente;

$R_a$  é o raio de inércia de massa em torno do centro de gravidade;

$(x_a, 0)$  é a coordenada do centro de gravidade do navio impactante;

$(x_c, y_c)$  é a coordenada do ponto de impacto;

$m_{ax}$  é o coeficiente de massa adicional para movimento de “Surge” ;

$m_{ay}$  é o coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway” ;

$j_a$  é o coeficiente de massa adicional do momento, para rotação em torno do centro de gravidade.

Por simplicidade, Minorsky em seu trabalho propôs o uso de um valor constante para o coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway”:

$$m_{ay} = 0,4 \quad (\text{V.1-4})$$

Motora et al. [27] conduziram uma série de testes com modelos, e uma análise hidrodinâmica sobre o coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway”. Eles verificaram que o coeficiente de massa adicional variava durante a colisão. Os valores estavam na faixa de  $m_{ay} = 0,4$  a  $1,3$  ; de modo que, quanto mais longa a duração desta, maior o valor do coeficiente. Entretanto, se a duração da colisão for muito curta, o valor de  $m_{ay} = 0,4$  , proposto por Minorsky, pode estar correto. Em Petersen e Pedersen [28], por outro lado, é mostrado que o coeficiente de massa adicional, para movimento de “Sway”, pode ser estimado a partir de:

$$m_{ay} = \{m(\infty) + k[m(0) - m(\infty)]\} \quad (\text{V.1-5})$$

onde



$m(\infty)$  e  $m(0)$  são valores limitantes do coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway”, quando a frequência de colisão se aproxima de infinito ou zero, respectivamente.

$k$  é uma função da duração da colisão e do calado do navio.

Pedersen e Zhang expressam que o coeficiente de massa adicional  $m_{ax}$ , relacionado com o movimento avante, é pequeno (comparado à massa do navio), tendo sido encontrado em trabalhos com os valores de:

$$m_{ax} = 0,02 \text{ a } 0,07 \quad (\text{V.1-6})$$

Para o coeficiente de massa adicional de momento para o movimento de “Yaw” do navio  $j_a$ , indicam um valor de, aproximadamente:

$$j_a = 0,2 \quad (\text{V.1-7})$$

Para o navio abalroado, segundo os autores, os movimentos podem ser expressos por:

$$M_b(1 + m_{b1})\dot{v}_{b1} = -F_\xi \sin(\beta - \alpha) + F_\eta \cos(\beta - \alpha) \quad (\text{V.1-8})$$

$$M_b(1 + m_{b2})\dot{v}_{b2} = F_\xi \cos(\beta - \alpha) + F_\eta \sin(\beta - \alpha) \quad (\text{V.1-9})$$

$$M_b R_b^2(1 + j_b)\dot{\omega}_b = -F_\xi[(y_c - y_b)\sin \alpha - (x_c - x_b)\cos \alpha] - F_\eta[(y_c - y_b)\cos \alpha + (x_c - x_b)\sin \alpha] \quad (\text{V.1-10})$$

onde

$M_b$  é a massa do navio abalroado;

$R_b$  é o raio de inércia do navio abalroado, em torno do seu centro de gravidade;

$m_{b1}$  é o coeficiente de massa adicional para movimento de “Surge”;

$m_{b2}$  é o coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway”;

$j_b$  é o coeficiente de massa adicional para rotação em torno do centro de gravidade.

Com base nas equações definidas anteriormente, segundo os autores é possível expressar então as acelerações no ponto de impacto C, entre os navios impactante (A) e abalroado (B). Quanto às velocidades dos navios colidente e abalroado, ao final da colisão, de acordo com os autores estas seriam, respectivamente:

$$v_{ax} = V_{ax} - \frac{I_{\xi} \sin \alpha + I_{\eta} \cos \alpha}{M_a (1 + m_{ax})} \quad (\text{V.1-11})$$

$$v_{ay} = V_{ay} - \frac{I_{\xi} \cos \alpha - I_{\eta} \sin \alpha}{M_a (1 + m_{ay})} \quad (\text{V.1-12})$$

$$w_a = - \frac{I_{\xi} [y_c \sin \alpha - (x_c - x_a) \cos \alpha] + I_{\eta} [y_c \cos \alpha + (x_c - x_a) \sin \alpha]}{M_a R_a^2 (1 + j_a)} \quad (\text{V.1-13})$$

e

$$v_{b1} = V_{b1} + \frac{I_{\xi} \sin (\beta - \alpha) - I_{\eta} \cos (\beta - \alpha)}{M_b (1 + m_{b1})} \quad (\text{V.1-14})$$

$$v_{b2} = V_{b2} - \frac{I_{\xi} \cos (\beta - \alpha) + I_{\eta} \sin (\beta - \alpha)}{M_b (1 + m_{b2})} \quad (\text{V.1-15})$$

$$w_b = - \frac{I_{\xi} [(y_c - y_b) \sin \alpha - (x_c - x_b) \cos \alpha] + I_{\eta} [(y_c - y_b) \cos \alpha + (x_c - x_b) \sin \alpha]}{M_b R_b^2 (1 + j_b)} \quad (\text{V.1-16})$$

onde

$I_{\xi}$  e  $I_{\eta}$  são as componentes do impulso de impacto nas direções  $\xi$  e  $\eta$ .

## V.2 – Histórico mais Recente

---

O que foi apresentado no item anterior V.1 é parte de um método analítico, com expressões de forma fechada para a energia liberada para o esmagamento das estruturas, e para o impulso de impacto, para colisões entre navios, evidenciando uma das formas de se tratar o problema. Os resultados obtidos com a aplicação deste método, segundo Pedersen e Zhang [26], foram comparados com resultados obtidos por simulações no domínio do tempo, encontrando boa concordância. De maneira diversa, no entanto, o procedimento adotado no presente trabalho – simulação numérica de uma colisão –, teve o seu uso intensificado na década passada.

Até princípios dos anos 90, a vantagem do procedimento por elementos finitos na análise da colisão de embarcações era muito limitada, quando comparado ao procedimento analítico simplificado. Isto porque a extensão do modelo de elementos finitos, e o tamanho da malha, encontravam-se restritos a níveis insatisfatórios, notadamente devido à insuficiente capacidade de memória, e potência da CPU, aliadas a

um custo computacional desencorajante. A maioria dos trabalhos, considerando o tema de colisões de navios por meio de elementos finitos, foi publicada neste período. Outra razão da opção pelo procedimento numérico, como já comentado, é que experimentos físicos em grande escala em estruturas de navio são, usualmente, muito caros, comportando também risco em sua realização na forma paramétrica. Além disto, dados confiáveis, provenientes de uma colisão real, ou de acidentes de naufrágio, são de difícil acesso.

Com o progresso da tecnologia computacional, tornou-se mais fácil simular impactos sobre estruturas grandes e complexas. Seguindo o exitoso progresso da técnica de modelagem na pesquisa militar, aeroespacial e automotiva, as simulações de resposta elasto-plástica não-linear, de estruturas complexas do casco, é agora factível. A concentração de tensão na geometria, e a flambagem local de chapas no campo de tensão multi-axial, podem ser mais bem consideradas do que antes, bem como tensões de membrana quase uniformes; desde que devida consideração seja tomada no tamanho da malha e na configuração dos elementos finitos. O encruamento dependente do tempo, e os efeitos de taxa de deformação sobre as propriedades do material, também são considerados em cada passo da deformação progressiva.

Dois estudos pioneiros, no campo das simulações por elementos finitos, foram realizados em 1993 sob auspícios da TNO (Organização Holandesa para Pesquisa Científica Aplicada), tendo como autores Vredeveledt et al [29] e Lenselink e Thung [30]. O projeto que compreendia estes estudos incluía testes de colisão em escala 1:1 entre navios cargueiros para águas interiores, com 1500 t de deslocamento. Simulações por elementos finitos usando MSC/Dytran foram realizadas para estes testes, levando-se em conta tanto a interação navio-navio, como a interação fluido-estrutura, esta última sendo modelada por um sistema de molas e absorvedores. Segundo Servis et al. [31], estas simulações mostraram boa correlação com resultados experimentais, particularmente para a penetração e volume deformado, quando não havia qualquer início de trinca nas linhas de solda nos experimentos. Em todos os casos, as forças de contato calculadas foram maiores do que as reais, e o movimento do navio não foi simulado efetivamente.

Em 1996, Mizukami et al. [32] também realizaram simulações por elementos finitos, considerando tanto a interação fluido-estrutura, como a interação estrutura-estrutura (contato entre os dois navios), para um projeto de duplo casco. Este estudo

introduziu a novidade de se modelar a água circundante com elementos finitos apropriados, a fim de se simular o fluxo de Euler em três dimensões em torno do navio. No mesmo ano, Kuroiwa [33] também publicou trabalho neste campo, tendo estudado colisões reais e acidentes de naufrágio envolvendo petroleiros. No ano seguinte, Kitamura [34] realizou testes em escala 1:2, e correspondentes simulações por elementos finitos em partes do costado, de uma nova concepção de petroleiro. Em 1998, Lehmann e Yu [35] propuseram um método para predizer ruptura dúctil. Este método tem sido verificado, e adicionalmente investigado, usando-se modelos de elementos finitos de espécimes utilizados nos experimentos. Em 1999, Paik et al. [36] desenvolveram os passos para o procedimento de projeto de colisão para estruturas de petroleiros de duplo casco. A par de investigação experimental, utilizaram o programa não-linear de elementos finitos, especialmente desenvolvido para esta pesquisa, chamado ALPS/SCOL. Neste programa, os materiais eram capazes de suportar efeitos dinâmicos, tais como mudanças na tensão de escoamento e na deformação de ruptura.

Mais recentemente, no fim do século passado em 2000, Kitamura e Endo [37] investigaram, através do uso de e.f., a performance de navios exclusivos para transporte marítimo, de combustíveis nucleares irradiados. Tais navios são construídos com estrutura de casco especial contra colisão. Ainda neste ano, Servis e Samuelides [38] investigaram a aplicação de e.f. em colisão de navio. A fim de verificar a convergência e efeitos de material, utilizaram dois modelos: um para impacto de uma proa diédrica sobre um convés e costado, e outro para uma penetração do bulbo em uma placa enrijecida. A par disto, para verificar a adequação dos códigos de e.f. para simulação de colisões de navios, os autores obtiveram resultados experimentais, a partir de testes de colisão em escala reduzida. Segundo eles, os resultados numéricos, para a energia de deformação e velocidades dos navios após impacto, estavam em boa concordância com os resultados experimentais. Por fim, mostraram que efeitos de taxa de deformação sobre a tensão de escoamento são importantes na simulação de testes de impacto em pequena escala.

Os trabalhos mencionados neste item referem-se a colisões entre navios. Cabe ressaltar neste ponto que a plataforma semi-submersível é uma embarcação dotada em geral de dois submarinos (“pontoons”), sobre os quais suas colunas se apóiam, e que servem, por sua vez, de apoio ao “deck” principal com seus módulos de produção, como visto no capítulo IV. Portanto, estes trabalhos possuem relação com o tema apresentado,

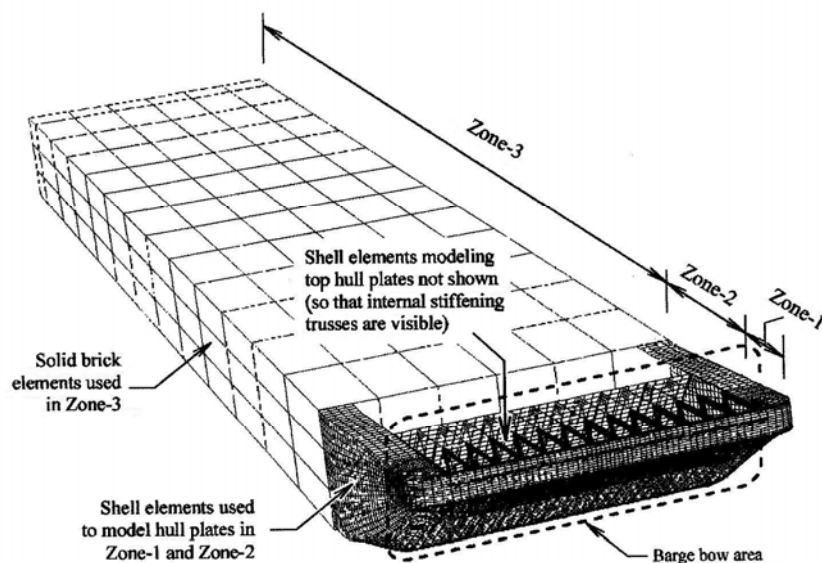
diferenciando-se apenas quanto ao aspecto geométrico das estruturas envolvidas na colisão. Plataformas semi-submersíveis permanecem ancoradas em determinada localização, somente pela ação de “risers” e cabos de amarração.

### **V.3 – Um Trabalho Similar: Colisão de Barca contra Pilar Fixo de Concreto**

---

Em 2003, Consolazio e Cowan [39] estudaram o problema da colisão frontal de barcas contra pilares de pontes navegáveis. Segundo os autores, devido à natureza dinâmica das forças envolvidas, a magnitude da carga transmitida ao pilar da ponte variará no tempo. A carga de pico gerada, bem como a taxa de oscilação de carga durante o impacto são funções: do tipo, da configuração estrutural, da massa e da velocidade inicial da embarcação impactante; da configuração estrutural e massa do píer; das condições do solo. Dada a natureza complexa de tais eventos dinâmicos, e do grau de dispersão encontrado nas cargas geradas, as especificações de projeto de pontes geralmente fornecem procedimentos simplificados para se calcular cargas estáticas equivalentes, como uma alternativa à condução de análises de impacto dinâmico completas. Estas cargas são aplicadas à ponte de maneira estática, com o propósito de se produzir, aproximadamente, a mesma resposta estrutural como aquela devida à aplicação da correspondente carga de impacto dinâmico, variável no tempo.

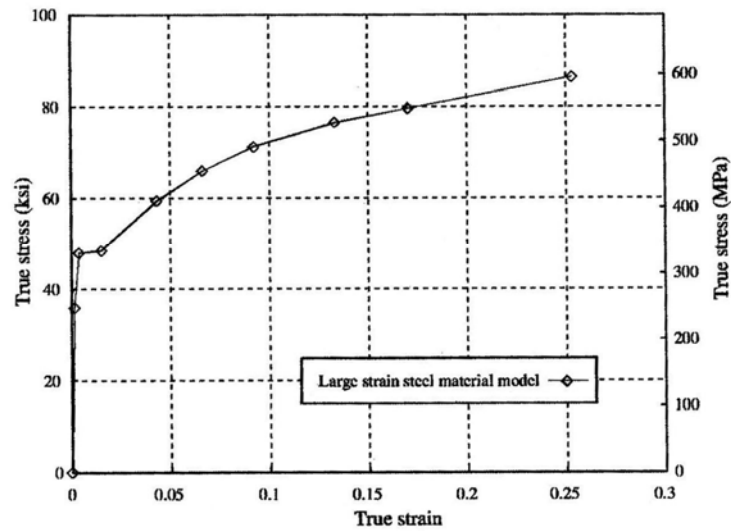
Consolazio e Cowan seguiram a metodologia de predição de cargas de impacto de barcas da AASHTO, a Associação Americana de Rodovias Estatais e Agências de Transportes. Utilizaram o programa de elementos finitos ADINA, capaz de representar o comportamento de um material inelástico, não-linear (com falha), o contato entre partes, o autocontato, e os grandes deslocamentos (devido a mudanças geométricas significativas que muitas vezes ocorrem). Segundo os autores, modelos de e.f. para “análises de crash” necessitam ser construídos com resolução de malha suficiente, de forma que flambagem local, escoamento, e contato interno possam ser adequadamente representados. Realizaram simulações de esmagamento de um modelo de uma barca contra corpos impactantes rígidos – representando o molhe – prismáticos e cilíndricos, em dimensões variadas. Dividiram o modelo da barca em três zonas de modelação, cada uma com diferentes densidades de malha, como pode ser visto na figura seguinte.



**Figura V.3 - 1 – Vista das “mesh zones” usadas no modelo de e.f. da barca.**

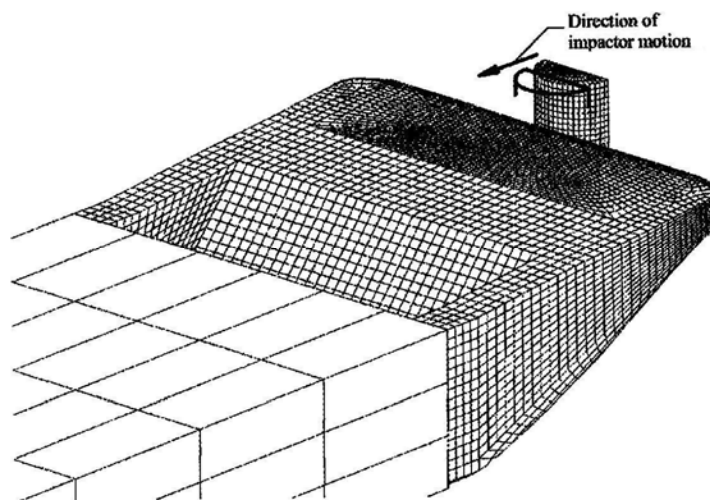
Na zona 1, a mais detalhada do modelo, representando os primeiros 8,75 ft da proa da barca, a fim de representar melhor a flambagem e o contato entre componentes internos desta região, tanto os membros estruturais internos como as chapas externas do casco foram discretizados em malhas de elementos de casca. As definições de pares de contato também foram estabelecidas no modelo, para se detectar o contato entre componentes internos da proa da barca durante o “crushing”. Segundo os autores, o uso de tais algoritmos requer cuidado especial no posicionamento espacial dos elementos. O ADINA, como outros programas de elementos finitos para contato, executa a checagem de penetração inicial no princípio de qualquer análise envolvendo contato.

Com respeito à modelagem do material, dado que significativo escoamento era esperado ocorrer durante o esmagamento das chapas do casco e dos membros estruturais contidos na zona 1, a todos os elementos de casca no modelo da barca (nas zonas 1 e 2) foram atribuídos modelos materiais plástico-multilineares, que combinavam com os dados de tensão-deformação mostrados na figura seguinte.

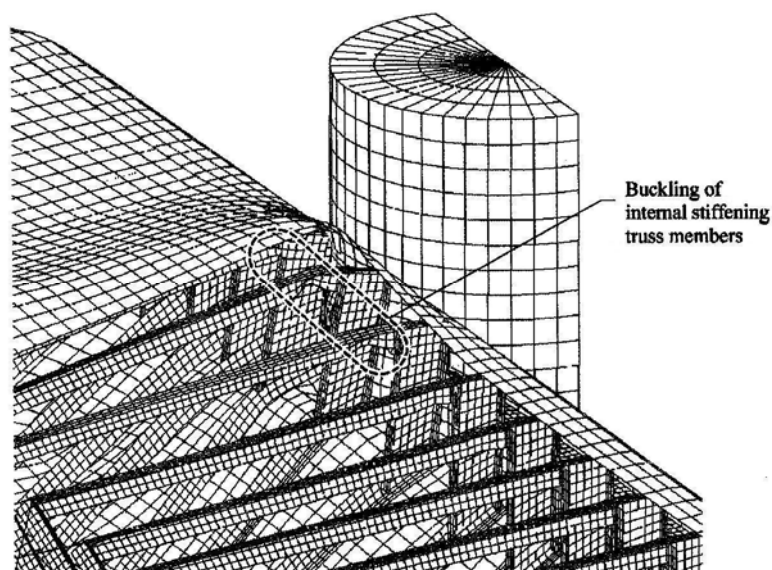


**Figura V.3 - 2 – Relação tensão-deformação usada para se modelar o material (aço) da barca.**

Nas “análises de crash” realizadas neste trabalho, uma formulação de grandes deslocamentos e grandes deformações foi utilizada para os elementos de casca. Desta forma, foram adotadas a tensão real (Cauchy) e a deformação real (logarítmica) mostradas no gráfico da figura V.3- 2. Por outro lado, nas zonas 2 e 3, a todos os elementos de viga e elementos sólidos foram atribuídos modelos materiais elástico-lineares simples, representando aço. A visualização do modelo da colisão é mostrada nas figuras seguintes, com um detalhe, suposto ocorrer no momento do impacto.



**Figura V.3-3 – Modelo de “crash”, consistindo de barca e pilar cilíndrico.**



**Figura V.3-4 – Deformação da barca, ocasionada pelo pilar cilíndrico.**

Quanto aos corpos impactantes (pilares), estes foram modelados usando-se elementos sólidos com 8 nós. A eles foi atribuído um modelo material elástico-linear quase rígido, isto é, com um valor alto para o módulo de Young. Foram posicionados ao longo do eixo longitudinal da barca, em uma localização que inicialmente produzia um pequeno “gap” entre as superfícies da barca e do pilar impactante. Uma definição de contato foi então definida entre estas superfícies, com valor de fricção de Coulomb de  $\mu = 0,3$  (coeficiente de fricção aproximado para aço deslizando sobre concreto). Aos nós situados na face oposta do pilar impactante (opostos à superfície de contato) foi atribuída uma história de tempo de deslocamento, que trasladava o píer na direção da barca à velocidade constante de 0,4 in/seg, a fim de se gerar o esmagamento na proa da mesma. O uso de uma velocidade lenta como a adotada foi para se poder calcular a resposta estática – ao invés da resposta dinâmica – da barca.

Desta forma, algumas análises das colisões – simuladas de maneira estática – foram conduzidas para os pilares cilíndricos, em três diâmetros distintos (4, 6 e 8 ft). Para cada nível de penetração do pilar imposta, dada pela profundidade do esmagamento na barca, a força total atuante na superfície de contato – entre “píer” e barca – foi obtida a partir dos dados de simulação por elementos finitos. Os resultados, por eles obtidos, estão reproduzidos na figura seguinte.



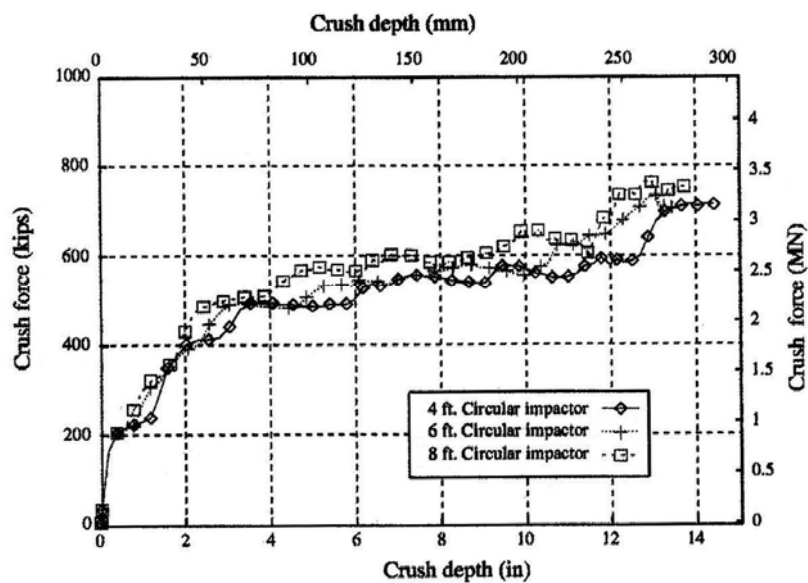


Figura V.3 - 5 – Variação da força de contato com a profundidade da penetração.

Conforme se terá oportunidade de verificar no próximo capítulo, um comportamento como este da força de contato, com aumento monotônico de acordo com a profundidade de esmagamento, constitui uma aproximação do fenômeno que realmente ocorre. As características dinâmicas do evento não são mostradas. Por outro lado, este trabalho representou uma boa alternativa ao método empírico, correntemente usado em especificações de projeto de pontes.

## **Cap. VI – Comportamento Dinâmico de Membros de Aço Tubulares de Plataformas Offshore, com Pré-Carregamento Axial, sujeitos a Impacto Lateral**

---

O tema deste capítulo não se refere especificamente ao caso de colunas de plataformas semi-submersíveis; contudo, devido à natureza semelhante dos problemas aqui tratados, é oportuna a sua exposição. Desta maneira, podem-se identificar analogias entre este tema e o caso específico de plataformas flutuantes. De outra parte, o trabalho de Zeinoddini et al. [40] foi um dos poucos encontrados que tratam experimentalmente o problema de cilindros carregados sob impacto lateral.

Antes de um acidente de colisão ocorrer, os membros estruturais cilíndricos de uma determinada plataforma offshore estarão suportando suas cargas de operação normais (peso total da estrutura da plataforma, módulos e demais equipamentos). Desta forma, é importante que este pré-carregamento seja considerado, quando as conseqüências de qualquer dano sobre o membro devam ser estimadas. Segundo os autores citados, muitos estudos foram realizados para se estimar o nível de redução da capacidade de suporte de carregamento de um membro cilíndrico danificado. No entanto, muito poucos destes estudos consideraram o efeito do pré-carregamento na extensão do dano. Outrossim, a maioria destes estudos anteriores lidou com a simulação estática do impacto, ao passo que poucos consideraram o comportamento dinâmico.

### **VI.1 – Trabalhos Anteriores sobre o Assunto**

---

Houve muitos trabalhos sobre a avaliação do comportamento estático de membros indentados, por meio de procedimentos analíticos, numéricos e experimentais. Contudo, como mencionado na introdução deste capítulo, poucos estudos podem ser encontrados sobre o comportamento de estruturas tubulares sob cargas laterais do tipo dinâmico. Em 1981, em Petersen e Pedersen [28], uma relação simples foi proposta, que considerava a instabilidade de um membro – do tipo coluna-viga, sob carga axial – com um núcleo plástico na posição do impacto. Em 1985, Søreide e Kavile [41] realizaram testes em tubos com cargas concentradas laterais dependentes do tempo (embora este tipo de carga não possa ser classificado como dinâmica). A conclusão de seu trabalho foi a não existência de diferenças significativas entre as respostas globais estáticas e dinâmicas do membro; outrossim, que os efeitos dinâmicos poderiam ser somente observados na

indentação local, onde as curvas de carga dinâmica x deslocamento fossem cerca de 10% mais elevadas do que as estáticas.

Entre os métodos analíticos que foram usados na modelação de membros sob cargas dinâmicas laterais estão o método plástico-rígido e a aproximação modal. Em 1988, Wierzbicki e Suh [42] empregaram uma técnica do tipo plástica-rígida, para a obtenção de uma solução fechada para cilindros, sob cargas axiais estáticas e laterais. Dois anos mais tarde, no princípio dos anos noventa, Ronalds [43] levou em conta a redução de tensões permissíveis em uma viga sob carga estática lateral, com carregamento axial simultâneo.

Em 1993, Stronge [44] empregou tubos de paredes finas, e submeteu-os a disparos de pequenos objetos, dotados de velocidades relativamente altas (2-6 m/seg). O objetivo deste trabalho era o de se investigar a perfuração de tubos por projéteis. Segundo o autor, as forças de inércia envolvidas na resposta causam um decréscimo na extensão da região indentada, e a resistência à flexão da parede torna-se mais importante do que o cisalhamento ou o comportamento de membrana. Ainda neste ano, Frieze e Cho [45] testaram membros cilíndricos sob impacto lateral, propondo relações empíricas para a profundidade de indentação e para a deflexão de arqueamento, em termos do nível de energia cinética inicial. Estes valores eram então aplicados como um tipo de imperfeição na equação de Perry, a fim de se calcular a capacidade de suporte de carga axial residual.

Em 1994, Rambech e Dahi [46] utilizaram a equação de interação estática – entre momento e carga axial – para a flambagem de um membro do tipo coluna-viga, para obter uma relação entre a energia de impacto e a carga axial coexistente. A expressão de momento, na equação de interação, foi relacionada à energia cinética do impacto aplicado. Isto levou a um coeficiente proposto, que é unitário para a condição de nenhum pré-carregamento axial, e que aumenta de acordo com a magnitude deste pré-carregamento. Então, a energia cinética inicial, multiplicada por este coeficiente, forneceria uma energia mais elevada. Segundo os autores, o mesmo mecanismo que prediz o comportamento de uma viga sob carga lateral, e sem nenhuma força axial atuante, poderia ser usado com esta energia cinética aumentada. Isto avaliaria o efeito de uma pré-carga axial existente.

Em 1996, Fatt et al. [47] e Suliciu et al. [48] propuseram soluções analíticas fechadas para a deformação de cascas cilíndricas, sujeitas a impactos dinâmicos. Uma

aproximação plástica-rígida foi empregada, e os cilindros foram modelados como molas plásticas, assentadas sobre fundações de mesma natureza. Segundo Zeinoddini et al. , há dados muito escassos sobre a instabilidade dinâmica de membros tubulares, pré-carregados axialmente, e sujeitos a cargas laterais. O comportamento de membros tubulares, sob simultâneo carregamento axial e indentação – ou, em outras palavras, a indentação de um membro pré-carregado axialmente –, não foi considerado em um grau significativo.

## **VI.2 – Cilindros Pré-Carregados Axialmente, sob Carga Lateral Quase-Estática**

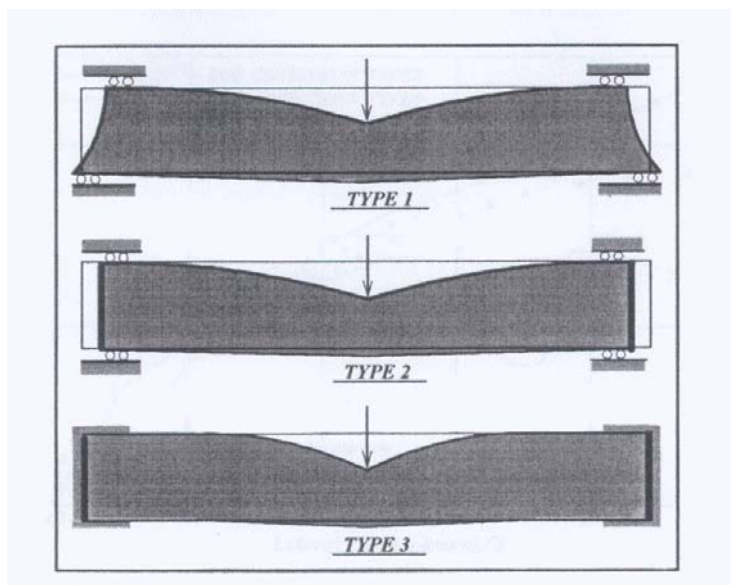
---

Conforme exposto no item precedente, uma colisão de navio/embarcação normalmente ocorrerá, quando os membros tubulares de uma estrutura offshore estão suportando suas cargas operacionais, Se a colisão foi causada devido a um mau tempo severo, no caso de pernas de plataformas fixas e contraventamentos, esta carga pré-existente (ou “pré-carregamento”) pode estar muito próxima à carga última de projeto da estrutura em consideração. Nos tubos sob pré-carregamento axial estudados em Zeinoddini et al. [40], levando-se em consideração o coeficiente de segurança, este pré-carregamento axial foi assumido estar entre 0,5 e 0,7 da capacidade de carga última axial do membro.

Em uma colisão, a carga lateral (força de inércia induzida pelo navio) interage com a carga axial existente. A maioria dos pesquisadores tem considerado os efeitos da colisão sobre a capacidade de suporte axial do membro, simplesmente como um tipo de imperfeição. A resistência residual à flambagem, de uma estrutura tubular danificada, é menor que a carga de flambagem de uma estrutura tubular intacta, devido, essencialmente, a um efeito de imperfeição. Naqueles trabalhos, o nível de redução na resistência do membro foi considerado como o resultado real da colisão. Tem sido assumido que, se um membro é projetado para permitir esta possível redução devido ao dano, sua resistência residual será suficiente para suportar as outras cargas de serviço.

Aparentemente, colunas de plataformas semi-submersíveis, devido à presença de enrijecedores longitudinais e anéis transversais, podem não apresentar exatamente o mesmo comportamento que cilindros inteiros pré-carregados axialmente. No trabalho de Zeinoddini et al. foram usados, inicialmente, tubos sem pré-carregamento axial, que foram modelados. A seguir, o comportamento destes modelos foi validado, por meio de resultados experimentais. Por fim, estes modelos validados foram empregados para se

predizer a resposta de cilindros com pré-carregamento axial. Para a modelagem dos tubos sem pré-carregamento axial, foram utilizadas três condições de contorno distintas. A figura seguinte permite a sua visualização.



**Figura VI.2 - 1 – Diferentes tipos de condições de contorno para um membro cilíndrico, sob carga concentrada lateral no meio do vão.**

Com o tipo 1, a condição de suporte permite que o tubo deslize na direção longitudinal, e que ainda possa rotar livremente em suas extremidades. Nem núcleos plásticos, nem ação de membrana longitudinal podem se desenvolver nos suportes. Com a condição do tipo 2, um diafragma rígido é colocado em cada extremidade. O mesmo não é restringido contra translação longitudinal, porém possui suficiente rigidez à flexão, de forma a evitar a rotação das extremidades do tubo. Nenhuma ação de membrana longitudinal ocorre, porém, em contraste com o tipo 1, momentos totalmente plásticos precisam se desenvolver nas extremidades, para que um mecanismo de viga ocorra. Com o tipo 3, as extremidades do tubo são incapazes de deslizar ou rotar. Conseqüentemente, momentos totalmente plásticos e forças de membrana longitudinais podem se desenvolver em ambas as extremidades do membro. Considerando as três condições de contorno mencionadas, os membros cilíndricos exibirão diferentes comportamentos, sob a ação de uma carga lateral estática concentrada no meio do vão.

O comportamento dos modelos dos tubos com condições de contorno dos tipos 1, 2 e 3, previstas usando-se o programa ABAQUS [49], são comparadas na figura seguinte. Estas curvas representam a resposta de carga-deslocamento adimensional do

ponto de carregamento, em um cilindro com uma carga quase-estática concentrada, agindo no meio do vão. O cilindro não suporta qualquer pré-carregamento. No modelo de e.f. são empregados 24 elementos de casca na direção circunferencial, com 50 elementos usados na direção longitudinal. A figura VI.2- 2 também exhibe resultados experimentais obtidos para tubos com condições de contorno tipos 2 e 3. A seguir, aqueles modelos, validados com os resultados de teste sem pré-carregamento axial, são empregados para se estudar o efeito do pré-carregamento axial, quando os cilindros são sujeitos a cargas laterais estáticas e dinâmicas agindo no meio do vão.

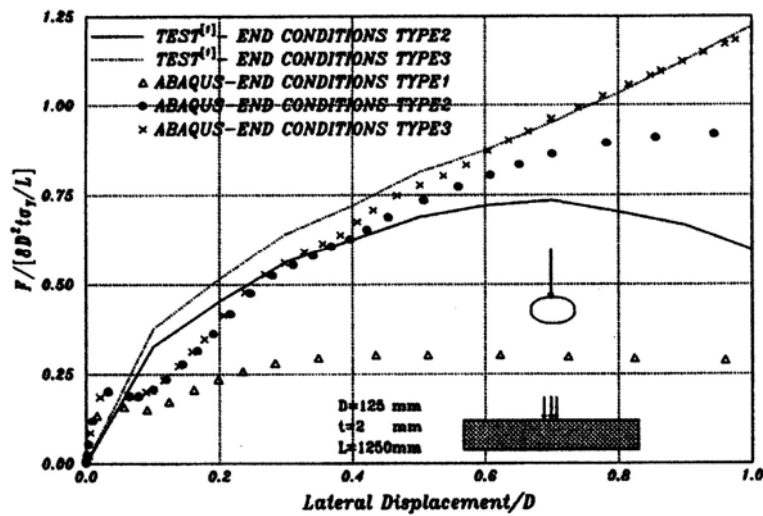


Figura VI.2 - 2 – Curvas carga-deslocamento numéricas e experimentais, para tubos com diferentes tipos de condições de contorno, sob carga lateral no meio do vão.

A figura VI.2- 3 exhibe as curvas de carga-deslocamento – obtidas usando-se o método de Riks modificado, incorporado no programa ABAQUS – para tubos pré-carregados axialmente, com condição de contorno do tipo 1, sob carga lateral quase-estática concentrada. Pode-se observar que, para um pré-carregamento axial igual a somente 10% da capacidade axial última do tubo, há uma redução de 30% na resistência disponível a resistir à carga lateral. Já para um pré-carregamento axial de 50% (a ordem de uma carga operacional), a carga lateral resistida é somente um quarto, daquela que um membro sem pré-carregamento axial pode suportar. A área sob uma curva de carga-deslocamento representa o trabalho externo da carga ou o “input” lateral de energia ao membro.

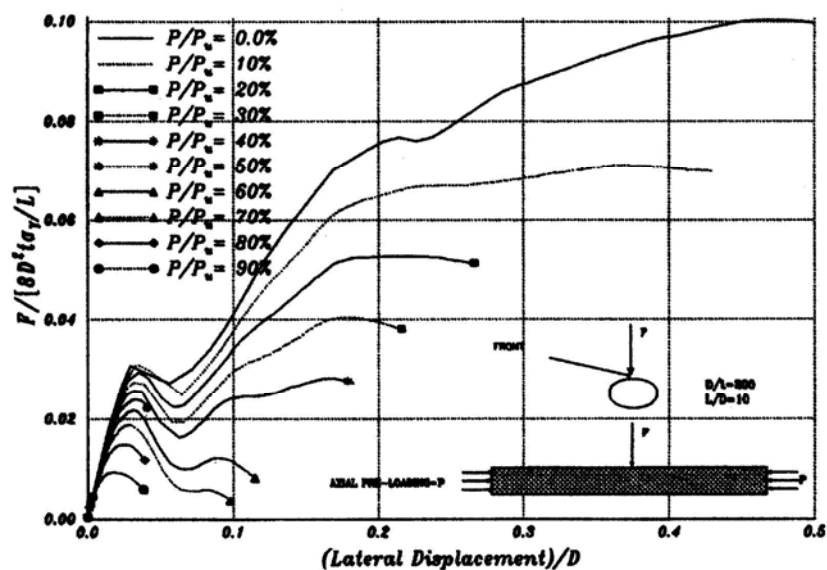


Figura VI.2-3 – Efeito do pré-carregamento axial sobre a capacidade de suporte de carga lateral de um membro tubular.

Segundo Zeinoddini et al. [40], modelos com diferentes geometrias ( $35 < D/t < 210$ ,  $7 < L/D < 15$ ) exibiram comportamento similar ao modelo mostrado na figura, quando primeiro pré-carregados axialmente, e depois sujeitos a cargas laterais quase-estáticas no meio do vão. A partir dos resultados, pode-se concluir que: o pré-carregamento axial tem um efeito marcante sobre a capacidade de colapso sob carga lateral dos cilindros e, mais acentuadamente, sobre o nível de energia que o membro pode absorver antes de colapsar. Como observação, em colunas de plataformas semi-submersíveis são usadas comumente relações  $D/t$  entre 250 e 500; maiores, portanto, que as faixas utilizadas neste trabalho.

### VI.3 – Efeito do Pré-Carregamento Axial sobre as Características Dinâmicas de Cilindros

---

Como demonstrado no item anterior, o pré-carregamento axial modifica a resistência de um membro cilíndrico a uma carga lateral quase-estática. A par disto, o pré-carregamento axial também pode mudar as características dinâmicas de um cilindro, e, subseqüentemente, também sua resposta a uma excitação lateral dinâmica. Mudanças nas freqüências naturais de um membro ocorrem quando um pré-carregamento axial é introduzido.

Para comportamento linear no entanto, o pré-carregamento não induziria mudanças na freqüência natural e nas características dinâmicas de um membro. Quaisquer mudanças nas propriedades dinâmicas resultam de não-linearidades, que podem ocorrer no tubo durante o processo de carregamento. Zeinoddini et al. utilizaram duas séries de tubos, uma considerando somente não-linearidade geométrica (NLG), e outra considerando tanto não-linearidades de material como geométricas (NLGM). Análises de freqüência destes dois tipos de não-linearidades forneceram resultados completamente diferentes. A figura seguinte mostra a mudança nas freqüências naturais (de modo números 1 a 4) causada por pré-carregamento axial nos casos NLG e NLGM. Os modos números 1 e 2 são modos longitudinais, que são de pouco interesse para o caso de uma colisão lateral, ao passo que os modos 3 e 4 são modos de arqueamento lateral.

Segundo os autores, com o modelo NLG as freqüências de todos esses modos diminuem acentuadamente com um aumento no pré-carregamento axial. Em  $P = P_u$ , as freqüências decaem a zero, e permanecem neste valor na região de pós-flambagem. No modelo NLGM, as freqüências não alcançam zero. Quando o pré-carregamento axial varia de zero a  $P_u$ , somente leves decréscimos da freqüência natural ocorrem. Na região de pós-flambagem, as freqüências não diminuem, mas, inesperadamente, começam a aumentar. Um aumento na freqüência natural indica maior rigidez no sistema, com os cilindros tornando-se mais rijos após a flambagem. Isto é porque, quando o carregamento axial aumenta de zero à carga ponto limite, o modelo NLGM sofre mínimas mudanças em sua geometria, e em sua correspondente rigidez. Assim, as freqüências naturais caem levemente, em correspondência a estas mudanças.



A primeira e segunda frequência mudam de 1,64 para 1,31 ciclos/seg, enquanto a terceira e a quarta frequências variam de 2,73 para 2,55 ciclos/seg. Na carga ponto limite com o modelo NLGM, partes da seção tornam-se plásticas, o que leva a instabilidades locais. Esta flambagem local, de acordo com Zeinoddini et al., produz distorções que não estão necessariamente em correspondência com a configuração global dos modos naturais de vibração. Isto torna a estrutura mais rija na sua região de pós-flambagem, para vibração nas formas modais relatadas. Desta forma, além da carga ponto limite para o modelo NLGM, valores mais altos são obtidos para as frequências naturais. No modelo NLG, de outra parte, na carga ponto limite ocorre a flambagem global, e a estrutura perde sua rigidez axial e à flexão. Devido a esta principal mudança na geometria, uma variação substancial nas frequências acontece. A primeira e segunda frequências caem de 1,64 ciclos/seg a zero, ao passo que a terceira e a quarta frequências de 2,73 ciclos/seg a zero. Além da carga ponto limite do modelo NLG, não há rigidez na estrutura, e as frequências naturais permanecem zero por toda a região de pós-flambagem.

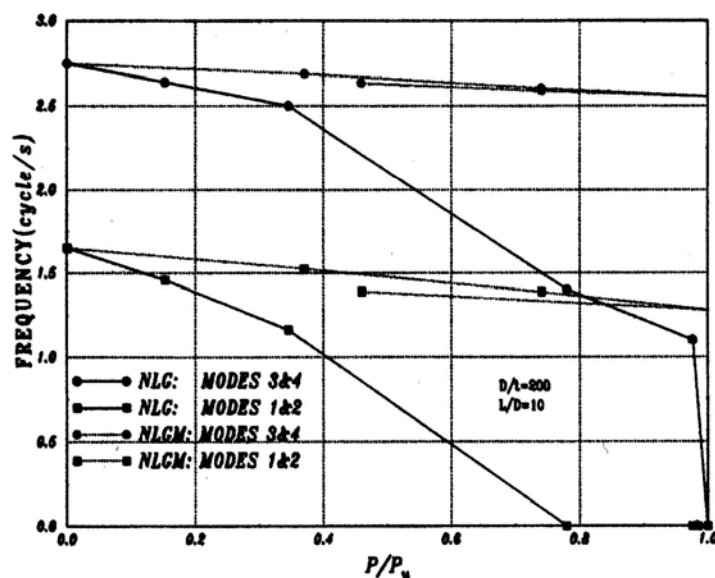


Figura VI.3 - 1 – Mudanças nas frequências naturais de cilindros com não-linearidade geométrica (NLG), e com não-linearidade de material e geométrica (NLGM), sob carga axial.

Segundo os autores, a importante conclusão que pode ser extraída é que, para um membro com paredes finas, mas relativamente curto e reforçado, no qual a carga ponto limite é controlada pela não-linearidade do material, o pré-carregamento axial não tem efeito significativo sobre as frequências naturais, bem como sobre as propriedades

dinâmicas do membro. Neste caso, embora o pré-carregamento axial cause uma redução significativa na carga de colapso lateral suportável (vide figura VI.2 – 3), ele não produz significativa degradação nas características dinâmicas do cilindro. Visto que as propriedades dinâmicas do membro permanecem quase constantes, um chamado fator de amplificação dinâmica (DAF) não variaria significativamente. Segundo os autores, isto significa que, se o comportamento estático do membro com pré-carregamento axial é conhecido, as amplitudes dinâmicas e as cargas críticas podem ser previstas, por meio da multiplicação dos resultados estáticos por este coeficiente (DAF). Em outras palavras, as amplitudes dinâmicas e as cargas críticas permanecem em fixa proporção à resposta estática relatada.

Em contraste, em um membro cilíndrico do tipo coluna-viga, no qual a flambagem global é mais importante, o pré-carregamento axial produz mudanças substanciais nas frequências naturais do membro e em suas propriedades dinâmicas. Nestes cilindros, o pré-carregamento axial tem um efeito duplo. Além de causar um decréscimo na carga lateral que pode ser resistida, o pré-carregamento axial degrada as propriedades dinâmicas do tubo, resultando em uma resposta dinâmica mais desfavorável.

#### **VI.4 – Efeitos Global e Local de uma Excitação Lateral Dinâmica**

---

Houve estudos previamente, no sentido de se descobrir se cilindros se deformavam mais localmente ou globalmente, quando a carga aplicada lateral era dinâmica, ao invés de estática ( [40], [41] ). A conclusão de tais estudos, segundo Zeinoddini et al., é que os efeitos dinâmicos causam mais deformações locais do que globais. Eles investigaram o modelo NLGM com pré-carregamento axial. Uma carga de passo, um dos mais puros tipos de excitação dinâmica, foi usada para se examinar a resposta dinâmica dos cilindros. Com este tipo de carregamento, a resposta não é afetada pela variação da história de carga, ou pelo efeito de forças de inércia externas. Foram utilizados um valor de pré-carregamento axial de 50% de  $P_u$ , com uma carga de passo lateral dinâmica de  $0,791 F_u^{st}$ . Onde  $F_u^{st}$  é a carga lateral estática última, sob a mesma intensidade de pré-carregamento.

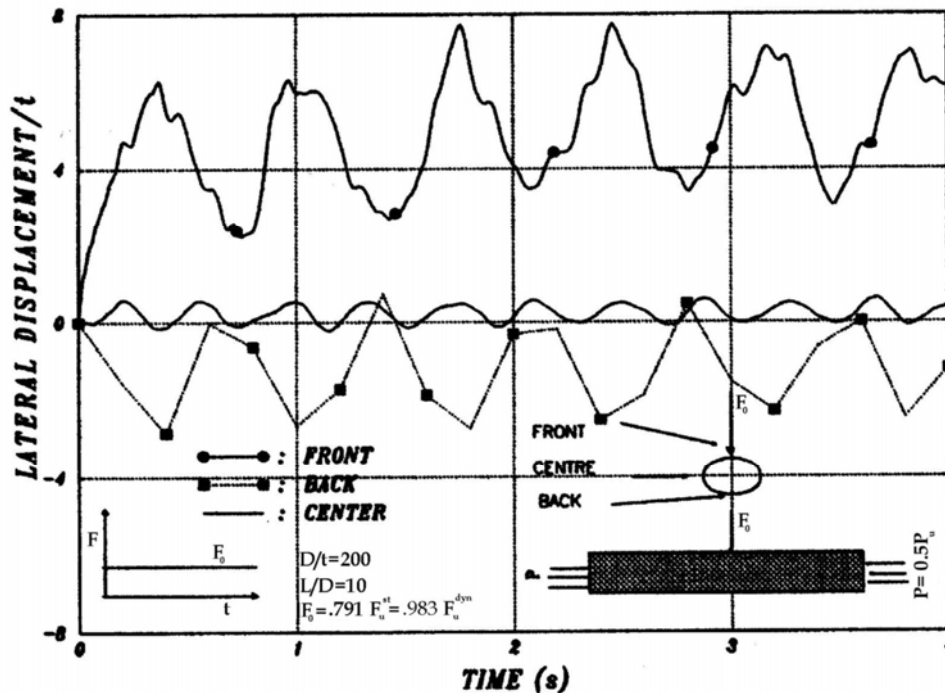


Figura VI.4 - 1 – História do tempo de deslocamento, em diferentes posições ao redor do tubo, sob carga de passo dinâmica.

Na figura anterior, são plotadas as histórias do tempo de deformação, do meio (deformação global), frente (deformação local na localização da carga lateral) e fundo do tubo. A frente e o fundo oscilam em um modo de flambagem. Isto significa que, tanto a frente, como o fundo do tubo, começam a se mover na direção do centro e, após atingirem seus máximos deslocamentos, ambos reverterem e passam a se mover para fora. A frequência de oscilação do ponto mediano é muito próxima à frequência natural de arqueamento do membro com 50% de pré-carregamento axial (modos 3 e 4 na figura VI.3 – 1). Isto significa que a deformação global do membro tem lugar, principalmente, no modo de vibração natural de arqueamento. A frente e o fundo do tubo oscilam na mesma frequência, mas esta frequência de vibração é cerca de metade da frequência supracitada.

Zeinoddini et al. notaram que a carga de passo dinâmica induzia dano localizado, confinado a indentação, ao invés de induzir uma deformação global. Segundo eles, isto é porque no modelo, a rigidez da parede do cilindro é significativamente mais baixa do que a rigidez de arqueamento global. Segundo eles, isto poderia ser predito a partir do comportamento quase-estático, onde se perceberam deformações locais muito maiores do que as deformações globais. Esta diferença é também refletida na história de tempo, mostrada na figura anterior, onde a frequência da oscilação global é de duas vezes

aquela local, e onde a amplitude local é de cerca de seis vezes a amplitude global. Segundo os autores, estes resultados não podem ser generalizados, e variarão com a geometria do cilindro, ou seja, com a diferença entre a rigidez à flexão da parede do tubo (razão entre  $D$  e  $t$ ), e a rigidez de arqueamento para comportamento de viga (razão entre  $L$ ,  $D$  e  $t$ ). Se um cilindro possui uma rigidez de parede relativamente alta, sendo, porém, mais flexível em flexão total, os efeitos globais em excitação dinâmica podem se tornar mais significantes do que os efeitos locais. Por fim, mencionam que a rigidez ao cisalhamento, da parede do cilindro, apresenta um papel significativo na extensão da deformação na resposta dinâmica ([41], [48]). Apesar disto, este efeito não foi levado em consideração no seu estudo.

## **VI.5 – Instabilidade Dinâmica de Membros Pré-Carregados Axialmente**

---

No trabalho de Zeinoddini et al., cilindros com diferentes valores de pré-carga axial foram estudados, sob a ação de cargas de passo lateral dinâmicas. A geometria e as condições de contorno são as mesmas que foram utilizadas no item VI.3. As histórias de tempo dos deslocamentos, nos modelos com diferentes cargas laterais, são mostradas na figura seguinte. As curvas mostram o deslocamento lateral da parte frontal dos cilindros, quando um pré-carregamento axial – igual a 50% de  $P_u$  – foi aplicado. Algumas respostas permanecem limitadas durante toda a história de tempo, mas, para alguns valores de carga, as amplitudes tornam-se ilimitadas em certas fases do comportamento. Segundo os autores, isto significa que o sistema, sob estas cargas, tornou-se dinamicamente instável. Uma solução exata, para um sistema sem amortecimento, não existe. Somente as cargas críticas asseguradas mínimas (MGCL) podem ser avaliadas.

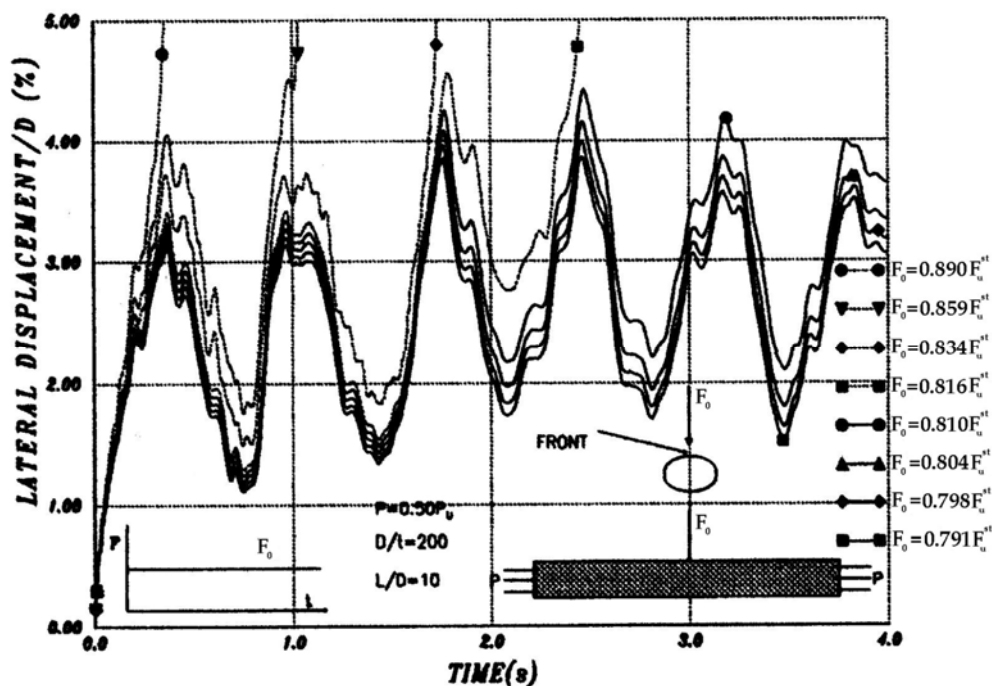


Figura VI.5 - 1 – História de tempo do deslocamento, da parte frontal de um tubo, pré-carregado axialmente, e sob diferentes cargas de passo lateral.

Aplicando-se pequenos valores de amortecimento, pode-se facilmente mudar a carga crítica. Isto porque o amortecimento tem importantes efeitos sobre a resposta daquelas configurações, nas quais a interação das características dinâmicas do sistema com a carga produz deformações ilimitadas. Uma situação de ressonância e a oscilação de um sistema instável dinamicamente são duas de tais configurações. Quando o amortecimento foi introduzido no sistema, algumas das previamente instáveis vibrações tornaram-se estáveis, e suas oscilações passaram a ser limitadas.

Citam os autores que, curvas similares às mostradas na figura anterior, foram obtidas para outros valores de pré-carregamento axial. No modelo do estudo, porém, para todos os casos de pré-carregamento, a carga de passo lateral crítica foi encontrada como estando em torno de 80% da carga estática última associada; significando que as cargas de passo dinâmicas críticas eram cerca de 20% mais baixas do que os valores estáticos críticos. Isto indica que as características dinâmicas do modelo permanecem inalteradas com a variação do pré-carregamento axial. E se confirmam as conclusões do item VI.3, que expressam que, em cilindros com diâmetro pronunciado em relação ao comprimento, nos quais as cargas de flambagem axial são controladas por plasticidade, as propriedades dinâmicas do membro são quase constantes com o pré-carregamento. Em colunas-viga, onde a instabilidade total do membro é mais importante do que a

plasticidade, para a definição da carga de flambagem axial, o pré-carregamento axial tem um efeito significativo sobre as propriedades dinâmicas do tubo, e uma única razão entre cargas críticas dinâmicas e estáticas não pode ser esperada.

Cargas dinâmicas retangulares, triangulares ou senoidais podem produzir diferentes respostas, comparadas com a carga de passo. As histórias de tempo de forças de colisão, na simulação de impactos de navios contra estruturas offshore, realizadas por diversos autores, assemelha-se a uma carga de impulso senoidal não-simétrica. O período da carga é da ordem de duração da colisão, e muito mais alto do que o período natural de um membro individual. Substituindo-se a carga de passo lateral por uma massa e uma velocidade, introduzindo-se as características de deformação do navio, e considerando-se o efeito das forças fluidas no impacto, resultados serão produzidos, muito mais próximos a uma colisão real.

Outro importante aspecto do comportamento de cilindros pré-carregados axialmente, neste trabalho, é que as respostas instáveis dinamicamente podiam ser previstas pelas respostas estáticas. Para ilustrar isto, a figura seguinte mostra a resposta do modelo, com 50% de pré-carregamento, sob carga de passo lateral dinâmica, comparada à resposta do modelo sob carga estática lateral. Pode ser observado que as oscilações, que no primeiro ciclo de vibração exibem amplitudes mais altas do que o deslocamento estático crítico, tornam-se instáveis em ciclos posteriores. Outras oscilações, nas quais as amplitudes são menores do que o deslocamento estático crítico, permanecem estáveis. Em outras palavras, há um limite de deformação igual ao deslocamento estático crítico. Respostas que ultrapassam este limite no primeiro ciclo de suas oscilações, tornam-se ilimitadas em alguma fase. Outras respostas, que não alcançam este limite de deformação, permanecem estáveis. Segundo os autores, para outros valores de pré-carregamento axial, comportamento similar foi observado, e o mesmo limite de deformação define a região entre respostas instáveis e estáveis.

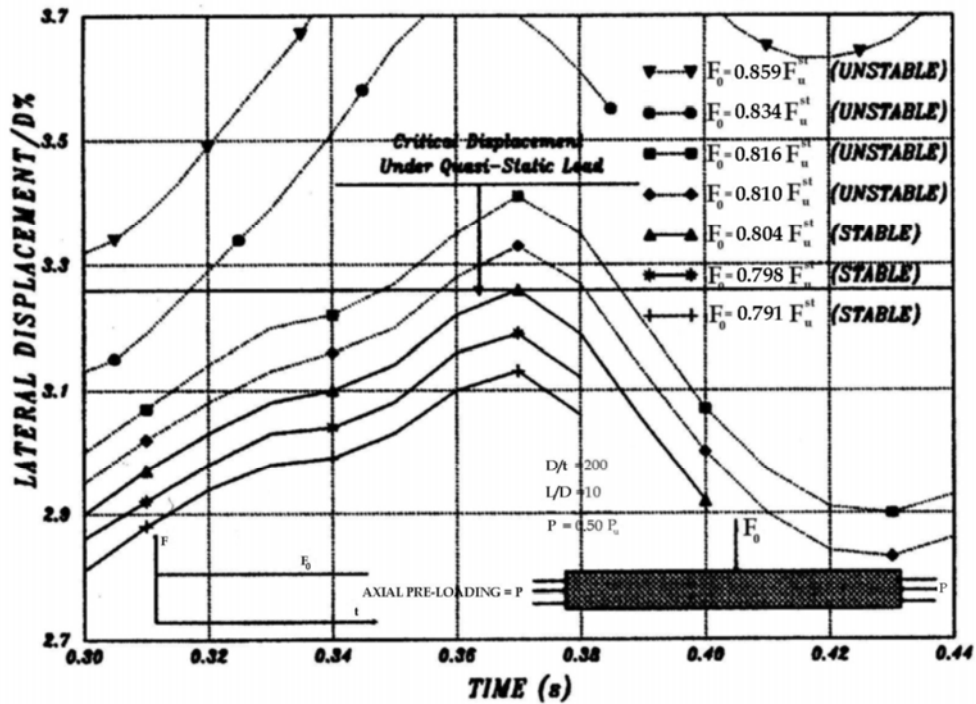


Figura VI.5 - 2 – Comparação da resposta estática com as respostas limitadas e ilimitadas de cilindros pré-carregados axialmente.

## VI.6 – Análise Comparativa entre Formas de Tratamento do Problema

Na figura que segue, podem ser vistos os diferentes modos de avaliação do problema de dano por impacto de um navio sobre um membro de aço tubular. As curvas representam diagramas de interação entre a carga lateral (carga de impacto) e a carga axial (carga operacional). A curva ‘Indentação + Carregamento Axial’ se refere à forma de tratamento do problema mais comum encontrada na literatura, onde somente a imperfeição causada por um impacto é considerada no cálculo da resistência residual axial do membro. Neste caso, um tubo sem pré-carregamento axial é inicialmente indentado estaticamente ou dinamicamente. O tubo indentado lateralmente é então sujeito a carregamento axial, para se avaliar sua resistência última. A curva ‘Pré-Carregamento Axial + Carregamento Estático Lateral’ se refere à situação na qual o tubo é inicialmente pré-carregado axialmente, seguindo-se a aplicação de uma carga estática lateral. Os valores mostrados são cargas laterais críticas e correspondentes pré-cargas axiais. Por fim, a curva ‘Pré-Carregamento Axial + Carregamento de Passo Dinâmico Lateral’ corresponde ao caso no qual membros pré-carregados axialmente foram submetidos a cargas de passo dinâmicas laterais. A figura exhibe os resultados para todos estes casos, e revela as diferenças significativas entre as várias formas de

tratamento do problema, em termos da estimativa do efeito do impacto. Outras curvas, por exemplo, poderiam ser adicionadas, correspondendo à resposta de cilindros pré-carregados axialmente, sujeitos a cargas dinâmicas do tipo retangular, triangular ou senoidal, de diferentes durações, ou produzidas usando-se uma situação de impacto com uma massa e uma velocidade.

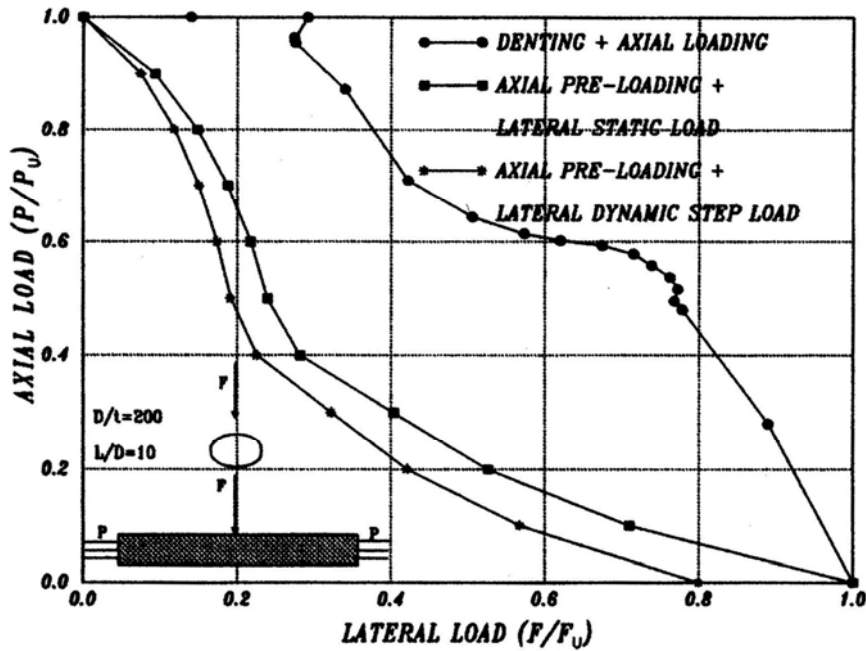


Figura VI.6 - 1 – Diagrama de interação para cargas axial e lateral agindo sobre um cilindro.

Na prática, se a combinação de pré-carregamento axial + carga lateral é insuficiente para causar a falha, o cilindro poderá, ulteriormente, sustentar um aumento na carga axial. A curva de falha resultante, baseada na resposta estática, será uma intermediária entre aquelas plotadas na figura.

## VI.7 – Pontos Relevantes

O trabalho relatado neste capítulo mostrou que o pré-carregamento axial produz mudanças significativas nas características dinâmicas de alguns cilindros, e mudanças menores em outros, de acordo com diferentes relações  $D/t$  e  $L/D$ . O nível da mudança depende do tipo e da extensão das não-linearidades que ocorrem durante o pré-carregamento axial.

Naqueles cilindros nos quais as propriedades dinâmicas permanecem quase constantes com o pré-carregamento axial, a resposta a uma excitação lateral dinâmica e



a carga lateral crítica podem ser previstas, usando-se resultados estáticos. Por outro lado, em cilindros pré-carregados axialmente, que sofrem mudanças significativas em suas propriedades dinâmicas, o carregamento dinâmico lateral produz respostas mais desfavoráveis, porque as características dinâmicas do membro já foram degradadas pelo pré-carregamento axial.

Com respeito à extensão do dano causado por uma carga lateral dinâmica, presumido na literatura ser em grande parte localizado, este pode também ser global em certos casos. Foi visto também que o amortecimento apresenta influência significativa sobre as cargas laterais críticas. E que a deformação lateral crítica de um membro pré-carregado axialmente, sob carga lateral quase-estática, pode ser usada para se definir as respostas dinâmicas estáveis e instáveis.

## Cap VII – Desenvolvimento de um Modelo de Colisão

### VII.1 – Programas de Elementos Finitos e Alguns Trabalhos com a sua Utilização

---

As metodologias dinâmicas, empregadas em análise por elementos finitos de colisões entre navios, podem ser implícitas ou explícitas, dependendo do esquema de integração no tempo utilizado em cada caso. Códigos implícitos são convenientes para a simulação de fenômenos de condição constante ou fenômenos transientes lentos. Eles requerem um incremento de tempo comparativamente grande, e também consideráveis recursos computacionais (notadamente memória RAM), uma vez que operam sobre as matrizes do modelo. Por outro lado, códigos explícitos são adequados a fenômenos dinâmicos transientes de curta duração, requerendo um passo de tempo muito pequeno. Ocorre, no entanto, que cada passo é executado rapidamente, pois as equações de equilíbrio são resolvidas ao nível do elemento. Seu desempenho é mais afetado pela velocidade da CPU do que pela quantidade de memória RAM disponível.

Há diferentes tipos de elementos disponíveis nos diversos programas de elementos finitos para modelação de estruturas de navio, com fins de execução de análises de impacto não-lineares. Os elementos disponíveis distinguem-se em elementos de integração completa e elementos de integração reduzida, na forma triangular ou quadrilateral. A diferença encontra-se no número de pontos de amostra utilizados para se executar a integração de Simpson ou a integração Gaussiana sobre uma camada do elemento, com o intuito de se construir a matriz de rigidez do mesmo. Os elementos quadrilaterais de quatro nós com integração reduzida utilizam um ponto de amostra por camada, ao passo que elementos quadrilaterais de integração completa usam quatro pontos de amostra. Um problema maior, que surge com a utilização de elementos de integração completa, é que eles “travam”; dito de outra forma, tensões de cisalhamento transversais são superestimadas, fazendo com que o elemento exiba rigidez excessiva. Por outro lado, elementos de integração reduzida apresentam alguns modos de energia zero de distorção no plano. Estes modos, embora matematicamente possíveis, não podem ocorrer fisicamente. Este fenômeno é chamado de “hourglassing”.

De um modo geral, testes de convergência de malha podem ser conduzidos para casos particulares de estruturas e tipos de elementos, a fim de se encontrar uma malha ótima. Uma seleção adequada da malha permite a minimização do tempo de simulação, sem a perda de qualquer modo de deformação crítico. Em códigos explícitos, o tempo de solução é proporcional ao número de elementos, enquanto que, no caso de códigos

dinâmicos estáticos ou implícitos, o tempo de solução é aproximadamente proporcional ao quadrado do número de nós. Uma vez que o método explícito não contempla a construção da matriz de rigidez total da estrutura; mas, ao contrário, resolve as equações de equilíbrio ao nível do elemento, torna-se fácil remover um elemento do cálculo, quando uma certa combinação de tensões ou deformações é alcançada. O objetivo deste expediente é a definição do critério de falha de um elemento da estrutura. O critério de falha de elemento mais comum, utilizado em códigos explícitos, é a deformação plástica última. Assim, quando a deformação plástica equivalente – em todas as camadas de um elemento – alcança um limite superior (definido pelo usuário), o elemento é removido da análise. Desta forma, o dano estrutural pode ser simulado.

O comportamento da estrutura de uma embarcação sob impacto não é um fenômeno simples de se analisar, uma vez que envolve falha de material, flambagem, problemas de contato e movimentos de corpo rígido. Ambos os procedimentos de tratamento do problema, quer teóricos (analíticos ou numéricos) ou experimentais, são difíceis e envolvem um grande número de incertezas. Mesmo testes em larga escala, que podem ser usados para se checar procedimentos teóricos, envolvem proposições que não são válidas em casos reais. Um fato de maior importância, por exemplo, é quanto ao enrijecimento da estrutura abalroada, visto que este enrijecimento praticamente cancela o efeito de instabilidades dinâmicas nos resultados (flambagem de grandes vãos não suportados, por exemplo).

Em Servis et al. [31], foi utilizado o modelo a seguir para a simulação da colisão da proa de um navio (o bulbo está identificado), contra o tanque lateral inferior de um navio de passageiros. Em seu trabalho, o bulbo foi considerado uma estrutura rígida, tanto para as análises implícitas, como para as análises explícitas executadas. Assumiram o material do navio impactado como aço elástico, perfeitamente plástico. Adotaram também uma velocidade inicial de 12 nós para o bulbo, no caso da análise dinâmica.

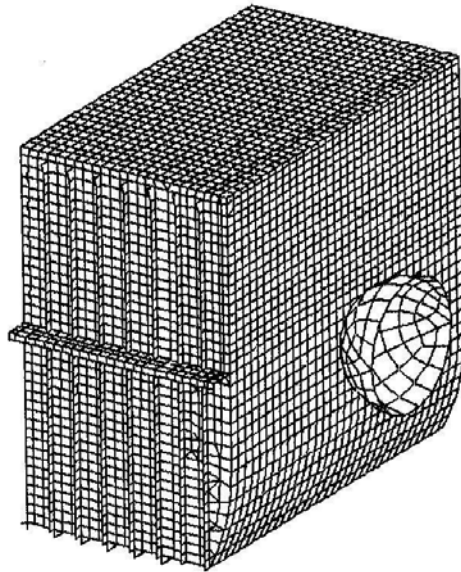


Figura VII.1-1 – Modelo de elementos finitos da colisão do bulbo de um navio, contra o tanque lateral inferior de um navio de passageiros.

Uma comparação das forças de contato, usando-se os diferentes métodos, pode ser vista na figura seguinte. Pode-se notar que, neste trabalho, os dois métodos produziram resultados similares.

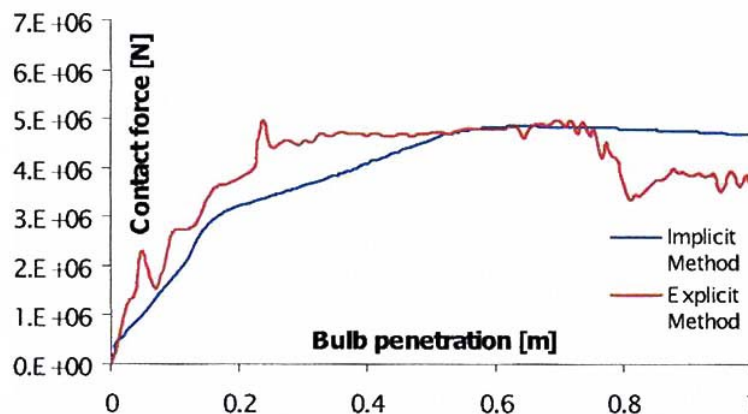
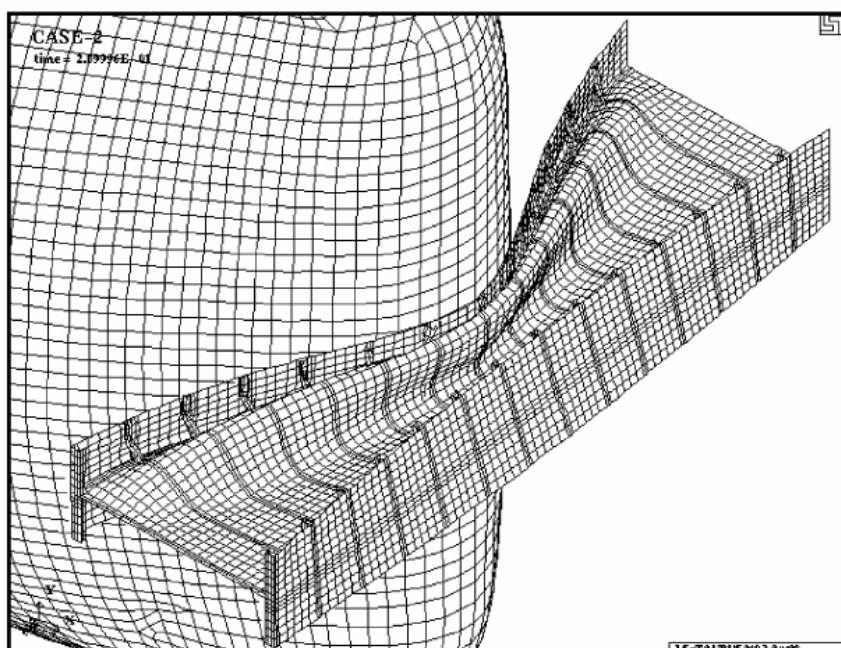


Figura VII.1-2 – Comparação de forças de contato segundo os dois métodos.

Estes resultados são apresentados até uma penetração de bulbo de 1 m. Após este ponto, os elementos que compõem o tanque começam a falhar. Uma vez que o método implícito não é capaz de prever a falha, a comparação é realizada até este nível de penetração somente.

Kitamura [21], em seu trabalho sobre colisões de navios com utilização de e. f., adotou, igualmente, um bulbo de proa rígido para um VLCC em seus estudos, mostrado na figura a seguir. Segundo o autor, a força de resistência equivalente de cada grupo estrutural pode ser obtida, a partir de cálculo diferencial sobre a absorção de energia. Uma ilustração da variação da força de contato durante a colisão, obtida por este pesquisador em seus estudos, e expressa pela resistência ao esmagamento ao longo do comprimento de proa do VLCC, pode ser vista na página seguinte.



**Figura VII.1-3 – Longarina de navio de transporte de combustível nuclear irradiado, atingida pelo bulbo rígido de um VLCC.**

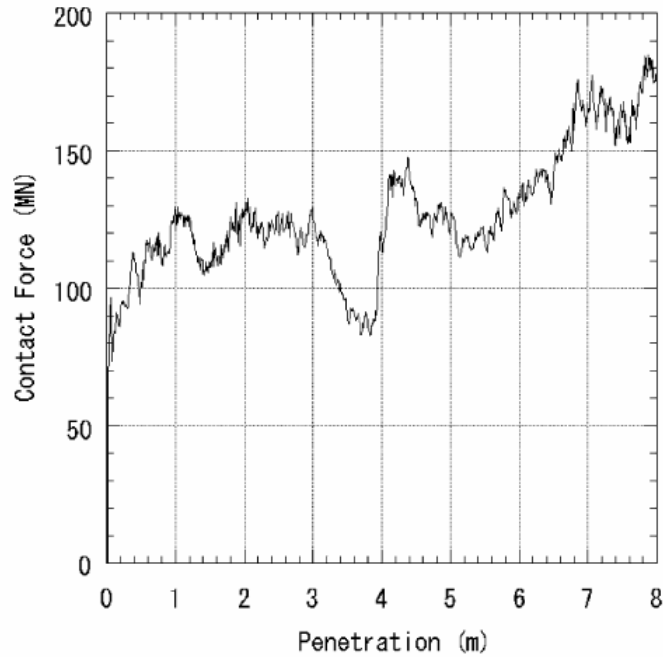


Figura VII.1-4 – Resistência ao esmagamento, ao longo do comprimento de proa.

## VII.2 – Resumo da Teoria empregada no Método Explícito

---

Para a realização deste trabalho, optou-se pela utilização do programa Ansys LS-Dyna [50], especialmente apropriado à análise de problemas dinâmicos transientes não-lineares. O programa dispõe de variados recursos, como aplicação a análises de “crash”, simulação de processos de conformação mecânica, furação, usinagem, queda de objetos, flambagem não-linear, análise de falha, etc.

No caso do método implícito de integração no tempo, utilizado em programas de e. f. para análises estáticas ou quase-estáticas, a seguinte equação iterativa é usada para a determinação dos deslocamentos:

$$\{u_{t+\Delta t}\} = [K]^{-1} \{F_{t+\Delta t}^a\} \quad (\text{VII.2-1})$$

Expressão esta aplicável tanto a problemas lineares, como a não-lineares. Na utilização em problemas lineares, por exemplo, grandes passos de tempo (“time steps”) podem ser tomados. No caso da aplicação a problemas não-lineares, a solução é obtida por meio de séries de aproximações lineares (usando-se o método de Newton-Raphson, por exemplo). A inversão da matriz de rigidez não-linear [K] faz-se necessária. Para se obter a convergência, pequenos passos de tempo iterativos são requeridos. Ao final, esta

convergência não é garantida, quando os programas são utilizados em problemas intensamente não-lineares.

O programa Ansys LS-Dyna, por outro lado, utiliza o chamado método explícito de integração no tempo. A equação geral empregada neste método tem a forma:

$$F^{int} = \sum \left( \int_{\Omega} B^T \sigma_n d\Omega + F^{hg} \right) + F^{cont} \quad (VII.2-2)$$

onde

$F^{int}$  = resultante das forças internas;

$B$  = matriz que relaciona as deformações e os deslocamentos;

$\sigma_n$  = tensões normais;

$\Omega$  = variável de volume;

$F^{hg}$  = força de resistência de “hourglass”;

$F^{cont}$  = força de contato.

O programa faz uso de uma modificação do Método da Diferença Central, no qual as acelerações são calculadas no tempo  $t$  da seguinte forma:

$$\{a_t\} = [M]^{-1} \left( \{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\} \right) \quad (VII.2-3)$$

onde

$[M]$  é a matriz de massa agrupada;

$\{F_t^{ext}\}$  é o vetor das forças de corpo e forças externas aplicadas;

$\{F_t^{int}\}$  é o vetor das forças internas.

E as velocidades e os deslocamentos são assim calculados:

$$\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\} = \{v_{t-\frac{\Delta t}{2}}\} + \{a_t\} \Delta t \quad (VII.2-4)$$

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\} \Delta t_{t+\frac{\Delta t}{2}} \quad (VII.2-5)$$

onde

$$\Delta t_{t+\frac{\Delta t}{2}} = 0,5(\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t})$$

$$\Delta t_{t-\frac{\Delta t}{2}} = 0,5(\Delta t_t - \Delta t_{t+\Delta t}) \quad (VII.2-6)$$

Outrossim, a geometria é atualizada, por meio da adição dos incrementos de deslocamento à geometria inicial ( $\{x_0\}$ ), do seguinte modo:

$$\{x_{t+\Delta t}\} = \{x_0\} + \{u_{t+\Delta t}\} \quad (\text{VII.2-7})$$

Portanto, em problemas não-lineares:

- A simples inversão da matriz de massa agrupada faz-se necessária;
- As equações tornam-se desacopladas, podendo ser resolvidas diretamente (dito “explicitamente”);
- Nenhuma inversão da matriz de rigidez é necessária. Todas as não-linearidades (contato incluso) são incluídas no vetor de força interna;
- Passos de tempo muito pequenos devem ser tomados, a fim de que seja mantido o limite de estabilidade.

Por outro lado, estes passos de tempo devem ser menores do que um tamanho de passo crítico, de forma que a integração seja estável. Simplificadamente, este tamanho de passo crítico é dado em função da frequência natural, desta forma:

$$\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad (\text{VII.2-8})$$

onde

$\omega_{max}$  é a maior frequência circular natural.

Assim é explicada a razão do método explícito de integração ser somente útil, no caso de fenômenos transientes muito curtos; uma vez que o tamanho do passo de tempo necessita ser pequeno. Para o caso de uma barra de metal, por exemplo, o tamanho deste passo de tempo crítico seria dado por:

$$\Delta t = \frac{l}{c} \quad (\text{VII.2-9})$$

onde

$l$  é o comprimento da barra;

$c$  é a velocidade de propagação da onda sonora.

Isto porque a frequência natural de vibração longitudinal de uma barra metálica, que sofreu uma excitação, é dada por:

$$\omega_{max} = 2 \frac{c}{l} \quad (\text{VII.2-10})$$



onde

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{VII.2-11})$$

$\rho$  é a massa específica do material da barra;

$E$  o módulo de Young.

Em resumo,  $\Delta t$  é o tempo necessário para a onda se propagar através da barra de comprimento  $l$ . Este tempo crítico, no caso de e. f., depende do comprimento do elemento e das propriedades de material (velocidade do som no material).

### **VII.3 – O Modelo Numérico da Coluna**

---

Para a modelação das colisões de “Supply Boat” contra a estrutura de uma plataforma “offshore”, foi escolhida uma das colunas centrais de uma plataforma de produção da Petrobras, do tipo semi-submersível. Pelo seu duplo chapeamento (na prática há o “caisson” e o chapeamento externo), presença de enrijecedores longitudinais de perfil “L” ao longo de todo o comprimento nas duas superfícies, anéis transversais, e algumas chapas de ligação entre os dois chapeamentos, é esperada a verificação de boa resistência a impactos de embarcações sobre esta estrutura.

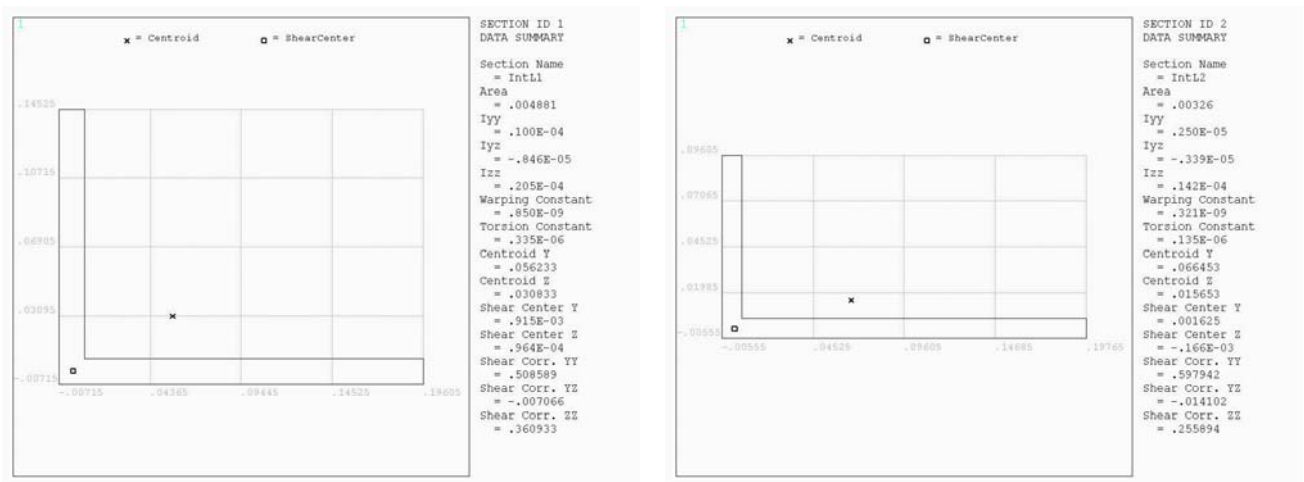
A plataforma tem peso leve aproximado de 18.407 t , altura de convés principal de 42 m em relação à linha-base (fundo dos “pontoons”), e opera com calado de 21,336 m. Quanto às características físicas principais da coluna, e que foram passadas ao modelo, tem-se:

- Altura: 27,43 m (da base ao topo da coluna) ;
- Diâmetros na base: 6,73 m (chapeamento interno) ,  
10,06 m (chapeamento externo) ;
- Diâmetros no topo: 6,73 m (chapeamento interno) ,  
8,69 m (chapeamento externo) ;
- Espessura dos chapeamentos:  $1/2" = 0,0127 \text{ m} \approx 13 \text{ mm}$  ;
- Material: aço CS (“commercial steel”) grau ABS, com tensão de escoamento mínima de  $235 \text{ N/mm}^2$  e massa específica de  $7850 \text{ kg/m}^3$  ;
- Enrijecedores do chapeamento interno: L 8" x 6" x 9/16" e  
L 8" x 4" x 7/16" ;

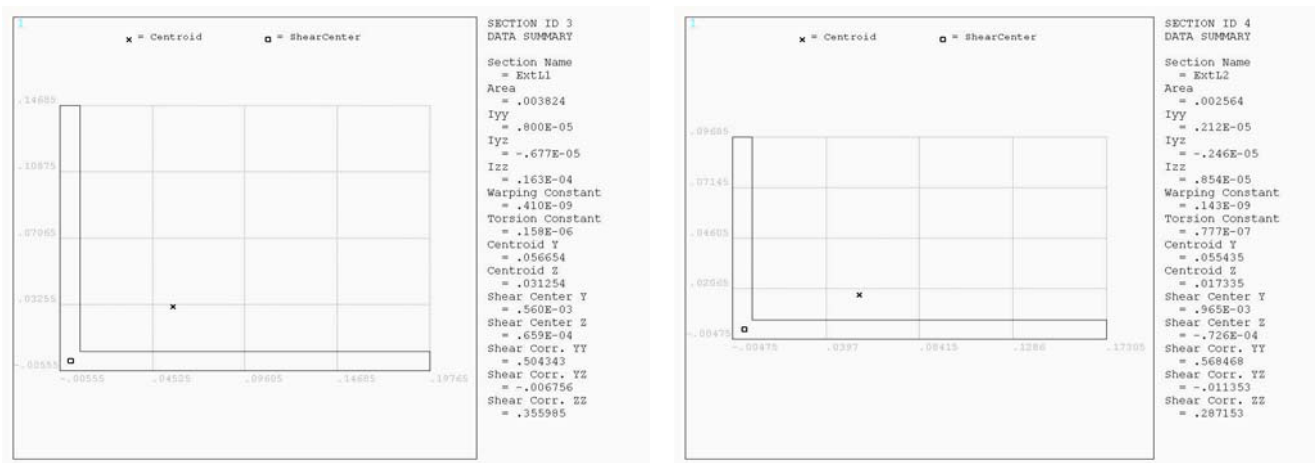
- Enrijecedores do chapeamento externo: L 8" x 6" x 7/16" e  
L 7" x 4" x 3/8" .

Adotou-se ainda módulo de Young de  $2,06 \cdot 10^{11}$  N/m<sup>2</sup> e coeficiente de Poisson de 0,29.

O chapeamento interno possui 35 enrijecedores em sua superfície externa, ao passo que o chapeamento externo possui 70 enrijecedores ao longo de sua superfície interna, todos igualmente espaçados. Os enrijecedores maiores e mais espessos encontram-se nas partes mais baixas da coluna, até alturas determinadas. A estrutura da coluna foi modelada tomando-se como linha de referência (altura zero) a parte que se conecta ao topo dos “pontoons”. Abaixo do calado de operação de 21,34 m – que se mede a partir da base dos “pontoons” –, parte da coluna encontra-se submersa. Desta forma, no modelo a linha d’água pode ser imaginada como se estivesse a 12,19 m a partir da linha de referência (base da coluna e topo dos “pontoons”), uma vez que os submarinos não foram modelados. Esta linha servirá como referência futura para a localização da zona de colisão. Conforme as seções dos enrijecedores longitudinais – que seriam representados por elementos de barra – eram criadas, o programa calculava automaticamente outros parâmetros físicos, como a área, os momentos de inércia, a posição do centróide, etc. Estas seções estão ilustradas nas figuras seguintes, com as medidas em unidades do Sistema Internacional.



**Figura VII.3 -1 – As seções transversais dos enrijecedores longitudinais do chapeamento interno. O enrijecedor da esquerda é utilizado entre as cotas de zero e 9,14 m. O da direita entre cotas de 9,14 m até 27,43 m (topo da coluna).**



**Figura VII.3 -2 – As seções transversais dos enrijecedores longitudinais do chapeamento externo. O enrijecedor da esquerda é utilizado entre as cotas de zero e 9,14 m. O da direita entre as cotas de 9,14 m até 27,43 m (topo da coluna).**

O programa utilizado para a modelação, pelo método dos elementos finitos, foi o Ansys Mechanical 7.0. Buscou-se a elaboração de um modelo simplificado da estrutura real. Sua construção começou com a definição das linhas dos círculos dos chapeamentos interno e externo nas alturas de zero e 27,432 m (topo da coluna). Os círculos respectivos (interno e externo) serviram para a construção das áreas, que definiram todo o corpo a ser modelado. Numa primeira etapa foram feitos cortes transversais neste corpo por planos horizontais, a cada 3,048 m (distância entre os anéis transversais na estrutura real), o que dividiu a coluna em 9 segmentos, e definiu os círculos limitantes dos anéis transversais. A seguir, as áreas de ambos os chapeamentos, até a altura de 9,14 m, foram cortadas pelo plano de trabalho, após rotação nos ângulos de 38,42° e 141,57°. Assim, foram definidas linhas – juntamente com outras a 270° –, para o posicionamento das 3 chapas de aço internas (que unem os dois chapeamentos, juntamente com os anéis transversais) que existem na estrutura até a altura mencionada. Numa segunda etapa, por tratar-se de uma tarefa com grande número de repetições, optou-se pela utilização de códigos de programação – utilizados como “input” no Ansys – para a realização de cortes longitudinais na superfície interna da coluna. A finalidade foi o posicionamento dos enrijecedores de perfil “L” ao longo do chapeamento. O mesmo procedimento foi então seguido para o caso da superfície externa da coluna. Ao final, obteve-se um modelo constituído por duas cascas, cortadas por linhas que demarcavam o posicionamento de todos os enrijecedores de perfil “L”, dos anéis transversais e das chapas de aço internas (há outras duas na parte superior da coluna).

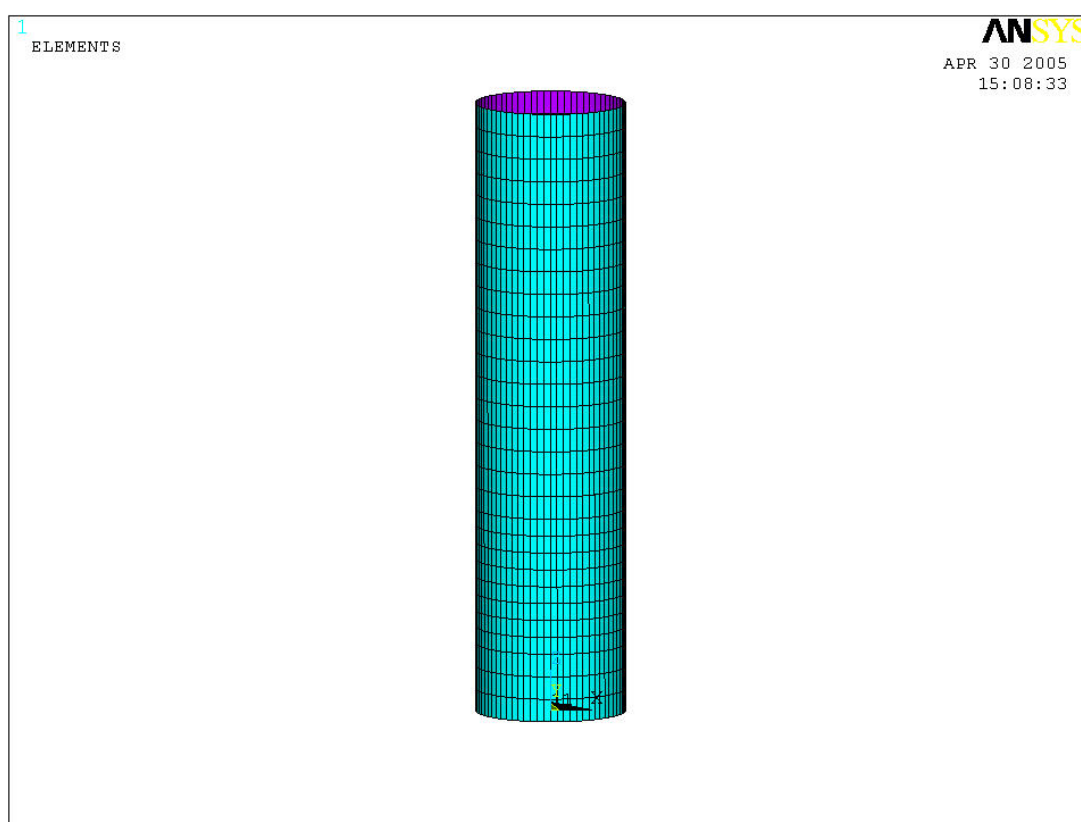
O próximo passo no desenvolvimento do modelo foi a definição da malha de elementos finitos (“meshing”). Uma vez que os elementos utilizados para a análise de

colisão – ditos “elementos explícitos” – aplicam-se somente a este tipo de análise, outros tipos de elementos (porém de mesma natureza) tiveram de ser empregados para a obtenção das tensões compressivas – utilizadas como “input” na análise explícita –, que estão presentes na coluna anteriormente ao impacto da embarcação (pré-tensionamento). Assim, foram escolhidos os elementos Beam4 (elemento de viga) para a modelagem dos enrijecedores longitudinais de perfil “L”, e Shell181 (elemento de casca) para a modelagem de todo o chapeamento da estrutura, para esta primeira análise elástica linear de compressão. Isto foi somente possível porque o elemento Beam4 permite a definição de sua seção transversal com um formato qualquer (no caso com formato de “L”). Outra razão por esta opção foi que estes dois tipos de elementos são os únicos que o programa Ansys é capaz de transformar automaticamente em elementos explícitos equivalentes – a saber Beam161 e Shell163 –, que serão posteriormente usados para a análise de impacto.

Em análises de “crash”, o tipo de malha de elementos finitos ideal é aquela dita “mapeada”, na qual os elementos seguem uma dada regularidade em seu formato; em oposição à malha dita “livre”, em que não há restrições quanto ao formato dos elementos. Na malha mapeada, as formas e o tamanho dos elementos são fáceis de controlar; em compensação, as áreas e volumes a serem “malhados” devem ser regulares, sob pena de que, em caso diverso, este tipo de malha não possa ser empregado. Ao final, o que se busca é uma maior precisão nos resultados. Foi este tipo de malha (“mapeada”) que foi afinal conseguido na construção do modelo da coluna. A visualização das seções dos elementos de barra, quando da plotagem de elementos, no caso específico do Beam4, não é possível. Razão pela qual estes elementos aparecem então sem as suas seções transversais (muito embora elas sejam computadas nos cálculos realizados pelo programa). Junto com a definição das seções, também foi determinado o posicionamento dos dois nós principais que definem o elemento. Estes foram então deslocados para a extremidade de maior comprimento dos perfis “L”, já que é este segmento que é soldado aos chapeamentos da coluna.

Iniciou-se o “meshing” da estrutura pela coluna interna, segmento por segmento (intervalo entre dois anéis transversais consecutivos), com o emprego dos elementos de casca. Para concluir a malha daquele segmento em particular no entanto, havia ainda o problema de se definir um terceiro ponto de orientação para os elementos de barra, de forma que estes pudessem representar os perfis “L”, com orientação perpendicular à

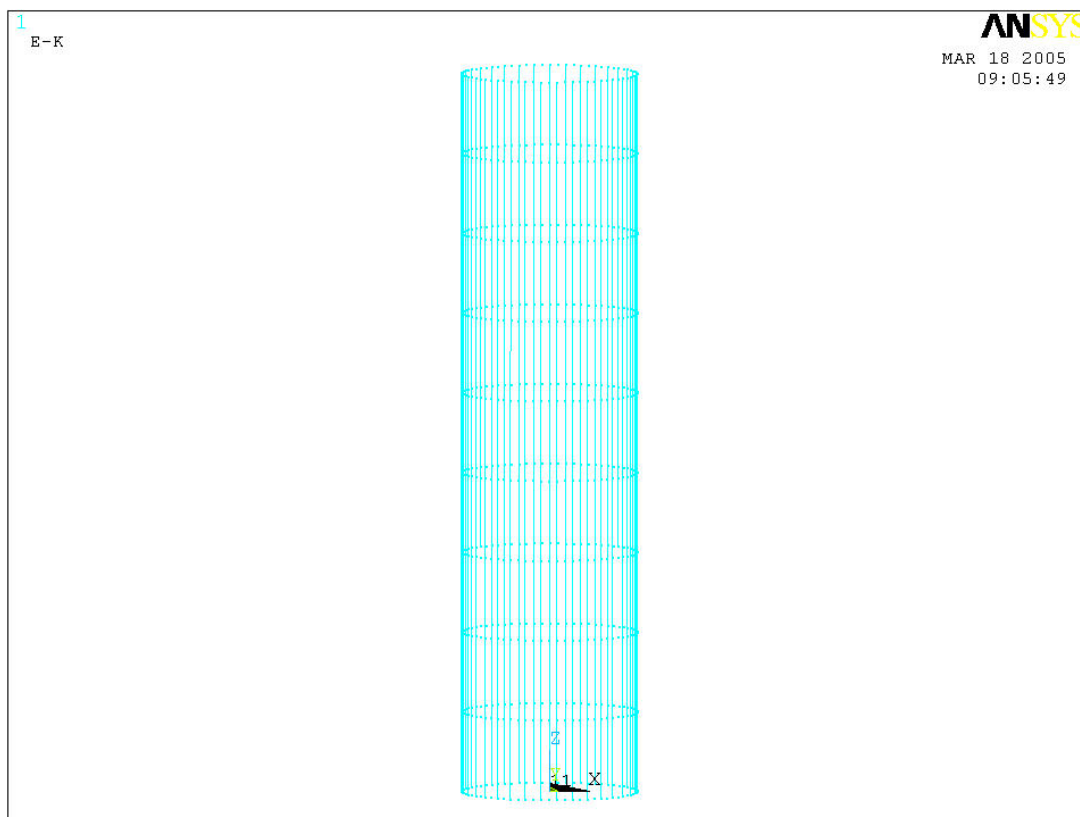
superfície da coluna em questão, tal como ocorre na estrutura real. A solução estava na criação de pontos, distanciados do centro da coluna, que definiam retas tangentes a um círculo na casca entre dois anéis transversais consecutivos. Recorreu-se então a códigos de programação para a determinação destes pontos, como havia sido feito anteriormente para outra finalidade. Através destes 3 pontos então – os dois pontos da linha e mais os terceiros pontos das tangentes – cada elemento de barra podia ser adequadamente modelado. Este procedimento foi repetido para todos os segmentos da coluna interna. Ao final, obteve-se o modelo ilustrado na figura seguinte.



**Figura VII.3 -3 – O modelo da casca interna (caisson) da estrutura da coluna.**

Neste, em virtude de limitações do programa na plotagem conjunta dos elementos, os elementos de barra estão ocultos na figura, sendo vistos somente os elementos de casca. Os elementos de barra encontram-se sobre algumas das linhas verticais mostradas, espaçados por aproximadamente  $10^\circ$ , e situados externamente ao cilindro. No entanto, com o artifício de suprimir os elementos de casca na plotagem, o Ansys permite a simples visualização dos elementos de barra, embora, como já comentado, sem a exibição de suas formas características (perfil “L”), como pode ser visto na figura que

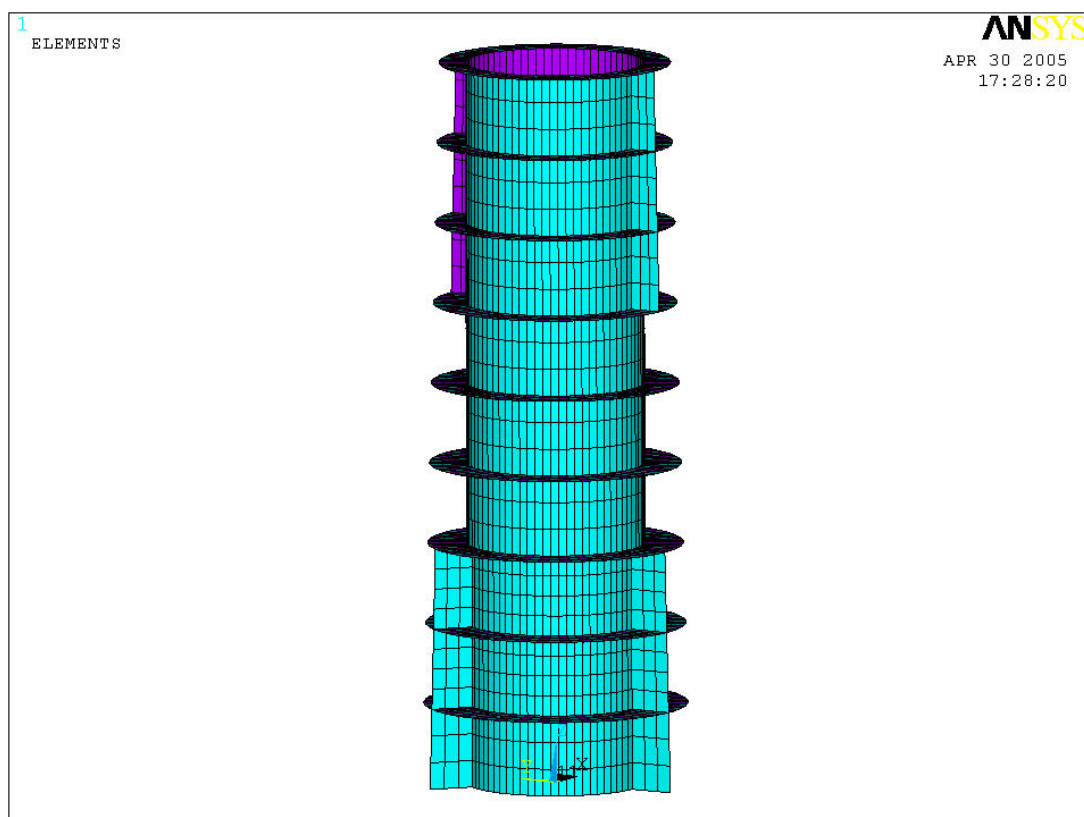
segue. Os vazios na parte inferior devem-se à presença das chapas internas da coluna, que são ali soldadas.



**Figura VII.3 -4 – Os enrijecedores longitudinais do chapeamento interno da coluna.**

A segunda parte do “meshing” da estrutura foi a definição da malha para o espaço interno da coluna, onde estão os anéis transversais e as chapas internas. Esta parte, por empregar somente elementos de área, foi de simples execução. O trabalho realizado, somadas as etapas, produziu o modelo ilustrado na figura seguinte. Neste, as duas chapas no primeiro plano da figura – uma embaixo e outra na parte de cima da coluna – são voltadas para o lado externo da plataforma. A região onde são soldadas ao chapeamento externo da coluna é justamente aquela situada mais próxima a embarcações de apoio durante operações de carga e descarga. Os anéis têm seu diâmetro levemente diminuído conforme se sobe na coluna. Outra observação é que o 4º anel (de baixo para cima) está em uma cota “z”, que corresponde justamente à linha d’água para este calado de operação, e que, portanto, se encontrará bem próximo à zona de colisão. Como anteriormente, os enrijecedores longitudinais estão presentes no modelo, embora não sejam vistos. Existe um refinamento da malha de elementos finitos nos segmentos 2 e 3 internos, que teve de ser feita para corresponder a um refinamento da malha no

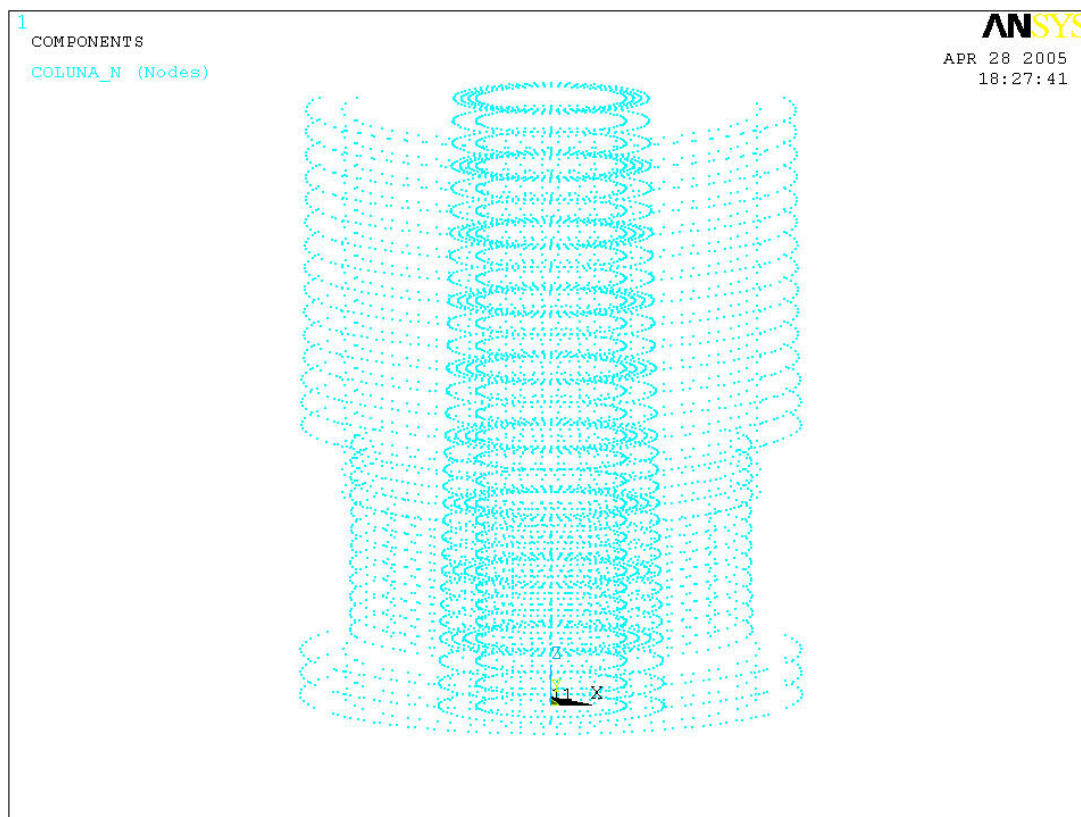
chapeamento externo. Isto porque os segmentos 2, 3 e 4 estão muito próximos à zona de colisão.



**Figura VII.3 -5 – O interior da estrutura da coluna, mostrando o “caisson”, os anéis transversais e as chapas internas, todos já representados por elementos finitos.**

Para a conclusão do modelo da coluna, restava somente o chapeamento externo com seus enrijecedores, que já se encontravam com suas posições demarcadas. De forma diversa ao caso do “caisson”, estes são situados internamente ao chapeamento, possuindo uma certa inclinação com relação à vertical. Seguindo o procedimento empregado anteriormente, o “meshing” foi iniciado de baixo para cima, segmento por segmento. Para a correta orientação dos perfis longitudinais, foram criados círculos auxiliares sobre o chapeamento externo, situados à meia-distância entre dois anéis transversais consecutivos. A finalidade destes círculos foi a determinação de retas tangentes aos mesmos – e portanto à coluna –, através de códigos de programação. Estas retas serviram então de base à tomada de pontos para a orientação dos elementos de barra. Durante o processo de definição da malha, estes pontos eram então convertidos pelo programa em nós de orientação destes elementos de barra. Uma ilustração de todos

os nós da coluna – incluindo aqueles de orientação –, obtidos ao final do processo de “meshing” da estrutura, pode ser vista na figura seguinte.



**Figura VII.3- 6 – Os nós da coluna. Os mais externos são os nós de orientação dos enrijecedores longitudinais externos e internos.**

As figuras seguintes fazem referência aos seguintes pontos:

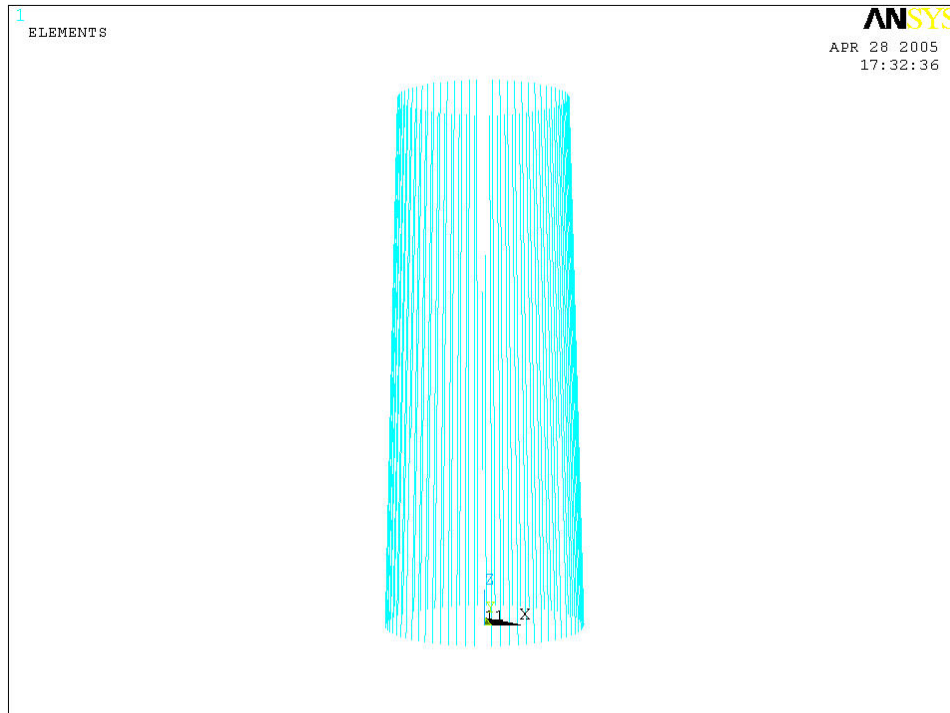
– Na figura VII.3-7, a presença dos enrijecedores longitudinais do chapamento externo pode ser visualizada, com o mesmo artifício empregado anteriormente;

– Na figura VII.3-8, foi retirada parte do chapamento externo para visualização do modelo;

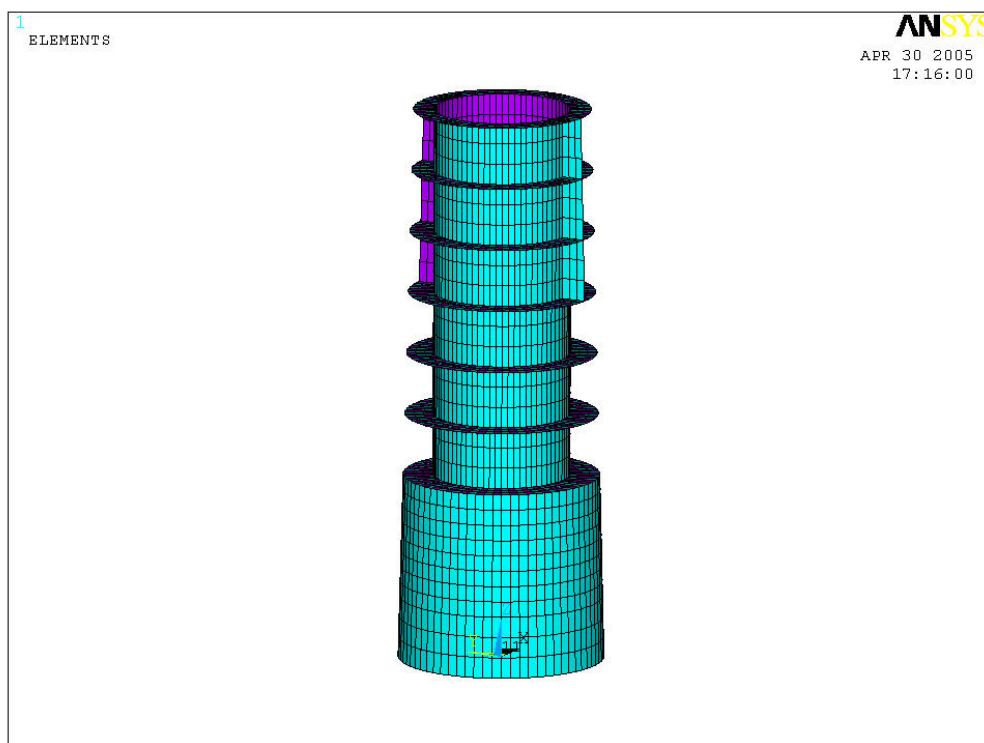
– Na figura VII.3-9, é mostrada a estrutura pronta para análise, com todos os elementos;

Finalmente, na última (a VII.3-10) é mostrada uma visualização de todas as linhas que compõem o modelo da coluna, de forma que seja mais bem compreendida a estrutura em três dimensões.

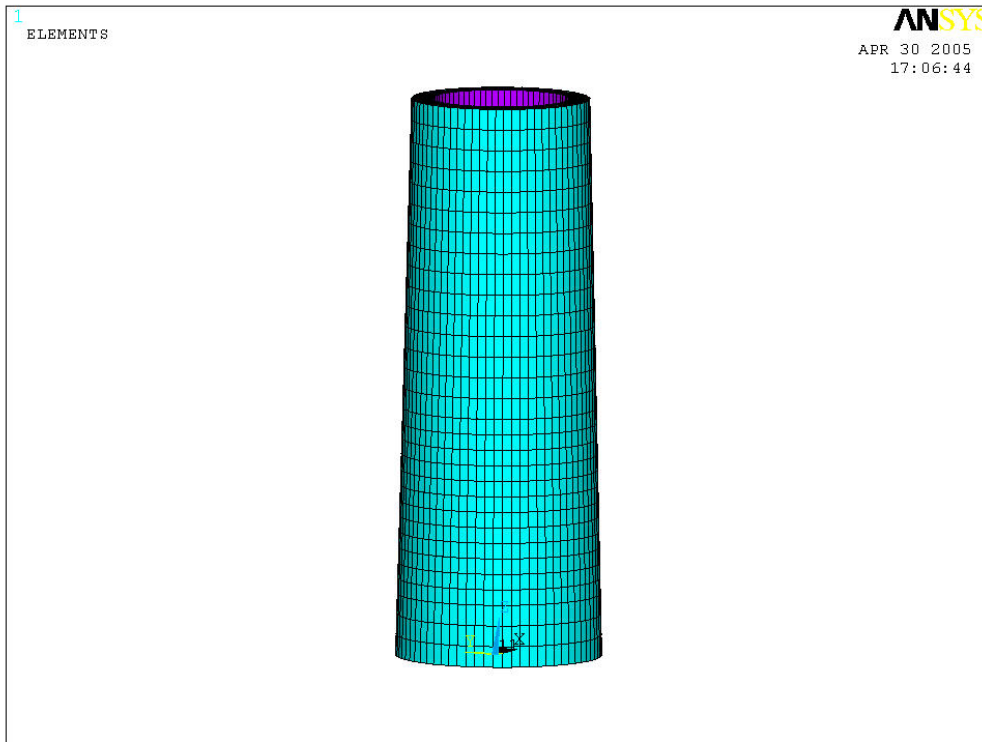




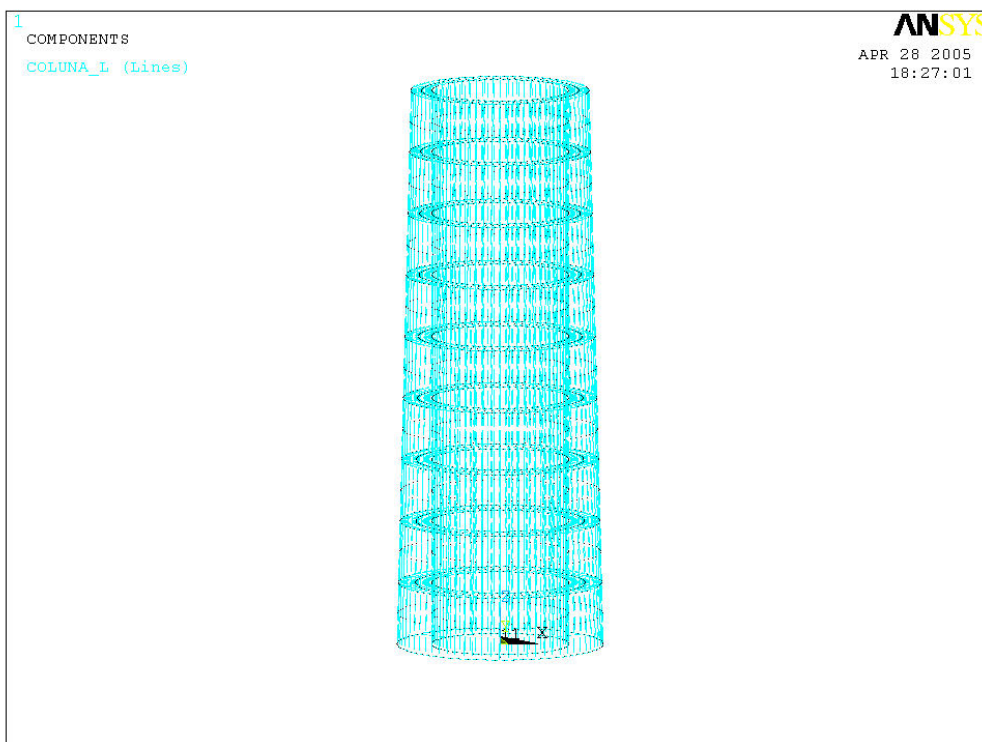
**Figura VII.3- 7 – Detalhe dos enrijecedores longitudinais do chapeamento externo. Os vazios são devidos às chapas internas da coluna.**



**Figura VII.3- 8 – O modelo da coluna com os três segmentos inferiores concluídos.**



**Figura VII.3- 9 – O modelo da coluna concluído.**



**Figura VII.3- 10 – A coluna vista interiormente.**

## VII.4 – O Modelo Numérico do “Supply Boat”

Para a realização da modelagem do casco do barco, tomou-se o plano de linhas de um barco de apoio que apresentasse características desejáveis ao problema. A saber, com calado e comprimento adequados, e que apresentasse deslocamento na faixa de 4.000-6.000 t; portanto capaz de provocar um dano significativo à coluna. Um particular de interesse é que, o barco que acabou sendo escolhido, foi lançado ao mar em abril deste ano. Na figura seguinte pode ser visto o Plano das Balizas do “Supply Boat”.



Figura VII.4- 1 – O Plano das Balizas do “Supply Boat”.

Uma vez que para o programa Ansys LS-Dyna não é necessária a modelação de todo o casco da embarcação, mas tão-somente aquele que deve participar do processo de colisão, com referência ao maior diâmetro da coluna (na base) foi definido o comprimento do barco que seria modelado. Como a coluna tem um diâmetro em torno de 10 m na base, 8,7 m no topo, e 9,5 na altura do “ring frame” E-E – situado exatamente sobre a linha d’água quando a plataforma está no calado de 21,336 m –, um

comprimento de embarcação adequado à modelação ( $L_b$ ) estaria na faixa de  $9,5 \text{ m} < L_b < 10 \text{ m}$ , visto que um tal comprimento entraria em contato com boa parte da coluna, quer este contato sucedesse tanto nas partes inferiores desta como naquelas superiores. Verificando o Plano de Linhas d'Água do barco, constatou-se que a distância compreendida entre duas balizas consecutivas era de 3,28 m. Entre 4 balizas consecutivas, o comprimento de barco compreendido é de 9,84 m, valor este situado na faixa definida acima, e que portanto foi tomado como referência.

De posse do plano de linhas do barco, o próximo passo era o de se estabelecer qual a sua parte, ao longo da lateral, entraria em colisão com a coluna da plataforma. Inicialmente, foi escolhida uma região lateral do “Supply” mais próxima à proa da embarcação, onde a geometria do casco varia muito de baliza para baliza. Esta região situava-se entre as balizas 15 e 18. O propósito era o de se verificar a capacidade do programa Ansys LS-Dyna na atualização de geometrias intensamente não-regulares em contato. Foi realizado então um estudo de aproximação entre as duas estruturas, tomando como referência seções transversais na coluna em alturas desejadas e o Plano de Linhas d'Água da embarcação. O propósito era o de se verificar quais pontos da região de interesse do barco, e da coluna, primeiro fariam contato. Mais adiante, a definição das regiões de contato no Ansys LS-Dyna dependerá deste estudo. Então, com as coordenadas dos pontos do barco situados na região de interesse, partiu-se para a construção do modelo do casco no Ansys. Após algumas tentativas, verificou-se a incapacidade do programa na modelação de superfícies, que apresentem diferentes curvaturas na maior parte de seus pontos. Para a solução deste problema, havia duas soluções: modelar a geometria do casco em um programa específico de CAD e tentar importar o modelo gerado para o Ansys, ou tomar outra seção da lateral do casco que apresentasse geometria mais regular. Esta última alternativa foi seguida.

A nova seção do barco que deveria participar da colisão situava-se próximo à seção-mestre. Neste local, entre as balizas 8 e 11, a geometria do casco não sofre qualquer variação. Foi realizado então um novo estudo de aproximação das duas estruturas, tomando como referências as cotas de 7,00 m no barco (“main deck”), 5,90 m (linha d'água) e 0,85 m (próximo à quilha do fundo da embarcação). Isto porque se resolveu modelar o barco desde a quilha até o “main deck”, região da embarcação que oferece maior resistência a impactos. Os dados utilizados foram então:

Tabela VII.4- 1 – Variação do raio da coluna nas alturas consideradas.

Coluna	Alturas (m)		
	13,292	12,192	7,142
Barco	7,00	5,90	0,85
Raio da Coluna	4,71	4,747	4,863

Desta forma, no calado de operação da plataforma de 21,336 m – que corresponde a um nível da água de 12,192 m no modelo da coluna –, o raio da coluna, por ser menor do que aquele a 7,142 m, deverá atingir o barco posteriormente, dado que a geometria do casco deste não sofre variação. Isto pode ser verificado no desenho que segue.

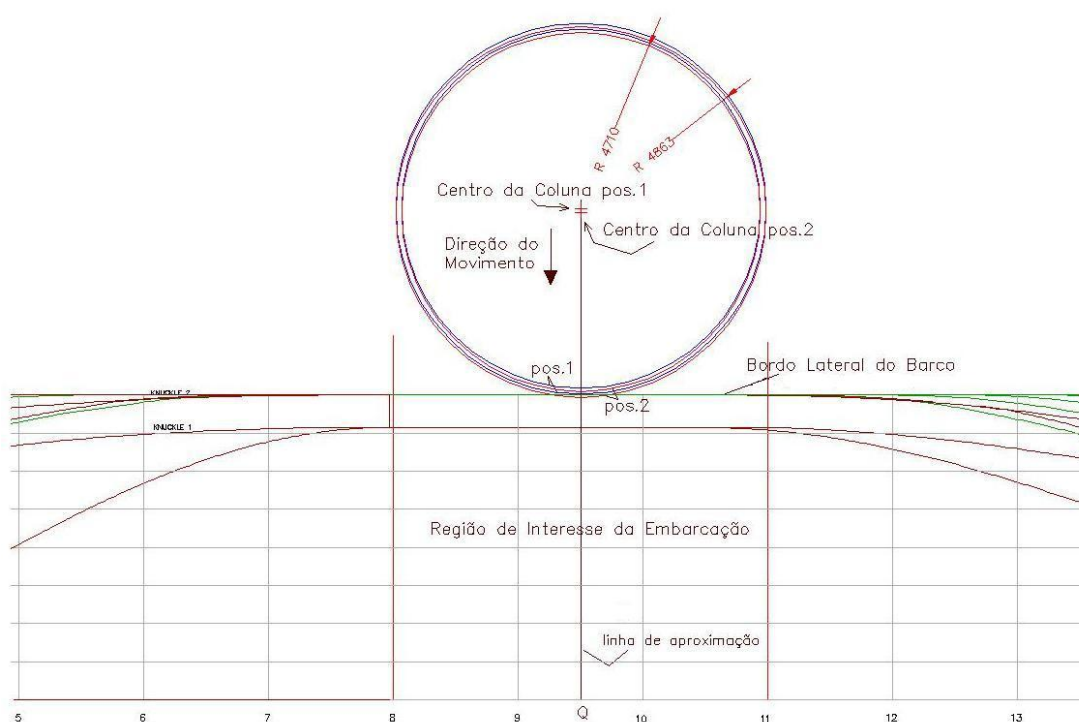
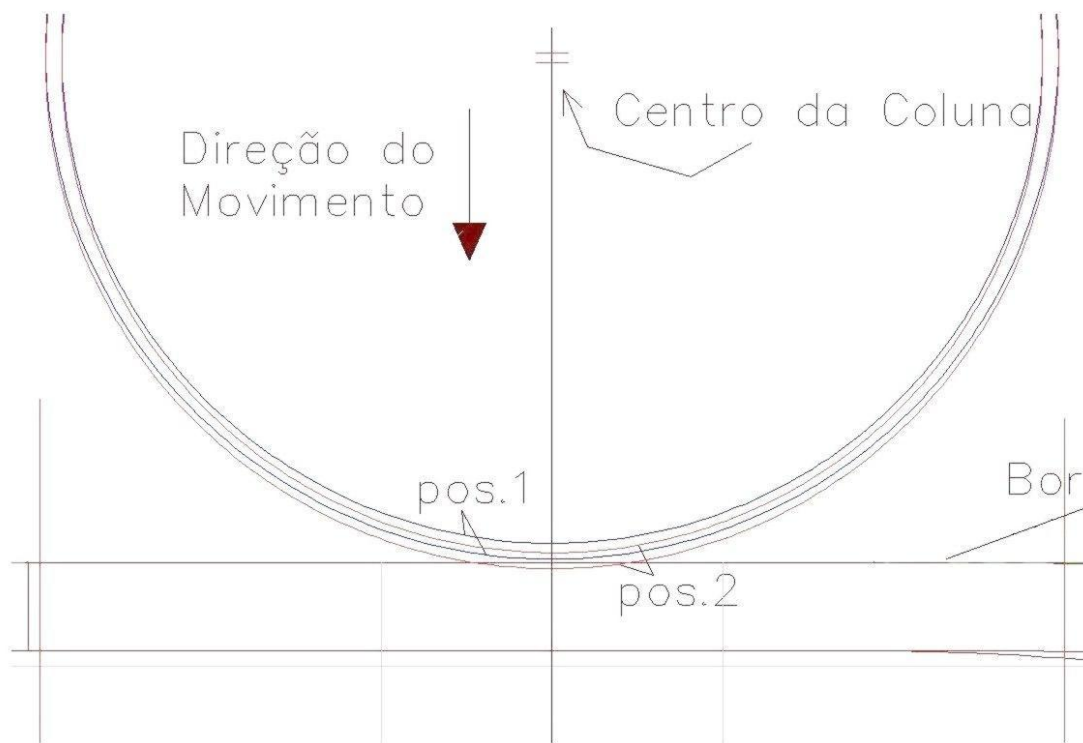


Figura VII.4- 2 – Estudo de aproximação das estruturas da coluna e da embarcação em duas posições próximas, realizado com auxílio de um trecho do Plano de Linhas d'Água do barco.

Neste são mostradas duas posições de aproximação das estruturas. Em cada posição são consideradas as cotas de 13,292 m e 7,142 m ao longo da vertical da coluna (sistema de coordenadas cilíndrico, adotado para a coluna), que correspondem às cotas de 7 m (“main deck”) e 0,85 m (quilha do fundo do casco) no sistema de coordenadas da embarcação. O menor raio  $r = 4,71$  m é referente à primeira cota, ao passo que o raio  $r =$

4,863 m refere-se à cota de 7,142 m. Ambos os raios indicados aparecem nas duas posições, visto que as alturas consideradas nos dois casos são as mesmas. Um detalhe deste desenho pode ser visto a seguir.



**Figura VII.4- 3 – Detalhe da figura anterior, referente à zona de contato inicial dos corpos.**

Uma vez que o bordo lateral do barco, para ambas as cotas consideradas, é representado pela mesma linha no desenho, da figura se depreende que na posição 1 não há qualquer contato da coluna com o barco na cota de 13,292 m (menor raio), enquanto que este é iminente para a cota de 7,142 m (maior raio). Na posição 2, por outro lado, o contato já ocorreu nesta cota, ao passo que na cota de 13,292 m ainda não se verifica. Portanto, o contato inicial, considerando somente o movimento de “Sway”, deverá estar ocorrendo entre as balizas 9 e 10 do “Supply Boat”, na cota de 0,85 m do seu sistema de coordenadas, com o particular de ser mais próximo à parte central deste trecho. Na coluna, por sua vez, o contato inicial deverá ocorrer na cota de 7,142 m, entre os “ring frames” G-G e F-F, e portanto abaixo da linha d’água cerca de 5 m. Um resultado que serve como comparação deste estudo é que, para o caso tentado anteriormente – colisão lateral mais próxima à proa da embarcação –, o contato inicial entre as estruturas ocorreria fora d’água, e não dentro. Com base nestes resultados preliminares, foi então

realizado um refinamento na malha do modelo da coluna no segundo, terceiro (onde ocorre o impacto) e quarto segmentos (o F-F E-E, onde E-E é o “ring frame” da linha d’água).

O próximo passo na modelagem conjunta das estruturas era a construção do modelo do barco, e seu posicionamento em proximidade da coluna, em uma situação que estaria ocorrendo na iminência do momento do choque, com a particularidade de se empregar o mesmo sistema de coordenadas utilizado para a definição da coluna. O primeiro ponto de referência para a construção do modelo do casco do barco foi tomado no meio da distância entre as balizas 8 e 11, na cota de 0,85 m (em coordenadas do barco). Este ponto, chamado ponto P, e que estaria situado mais próximo à plataforma no momento da colisão, teria então as seguintes coordenadas cilíndricas P ( $r_p$  ;  $270^\circ$  ; 7,142), onde  $r_p$  é o raio que define a distância de P ao centro da coluna. Tomando-se uma distância de referência arbitrária entre P e o ponto extremo do chapeamento da coluna nesta cota como 40 mm,  $r_p$  é dado por  $r_p = 4,863 + 0,04 = 4,903$  m. Desta forma, as coordenadas de P seriam (4,903;  $270^\circ$ ; 7,142). Outro ponto adicional para a definição do modelo do casco seria um ponto situado no “Flat Bottom”, na linha de centro da embarcação e à meia distância entre as balizas 8 e 11. Este ponto, chamado Q, teria então as seguintes coordenadas cilíndricas Q ( $r_q$  ;  $270^\circ$  ; 6,292 ). Dado que meia-boca moldada da embarcação equivale a 8 m, somando-se esta distância à  $r_p$ , obtém-se  $r_q$ . Assim,  $r_q = r_p + 8 = 12,903$  m, e as coordenadas do ponto Q são (12,903;  $270^\circ$ ; 6,292). Então, com base nestes dois pontos e nas linhas do Plano de Balizas da embarcação, foi definido o modelo do casco da embarcação que entrará em contato com a coluna. Quando às espessuras das chapas do casco adotadas, a norma varia de acordo com o estaleiro. Um valor comumente empregado é 1/2" para as chapas do fundo de embarcações. Este valor foi então utilizado no modelo.

Nas figuras seguintes podem ser vistos: o modelo do casco do “Supply Boat”, de geometria bem simples no trecho escolhido, definido por meia seção transversal – da “center line” ao costado – tomada entre as balizas 8 e 11; o modelo da coluna e do barco em posição de colisão; um detalhe desta figura; a vista lateral dos modelos das estruturas no início da análise; um detalhe desta figura. A título de informação, o número total de elementos obtidos, somados o barco e a coluna, foi de 9.275.

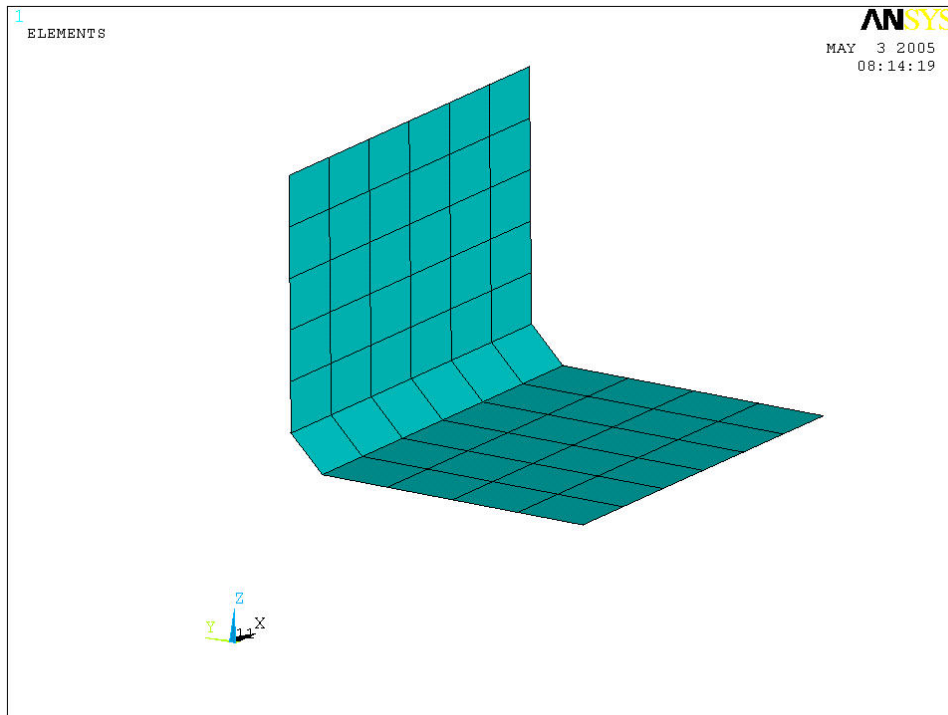


Figura VII.4- 4 – O modelo do barco, entre as balizas 8 e 11. A parte vertical é referente ao costado, a inclinada referente à quilha do casco.

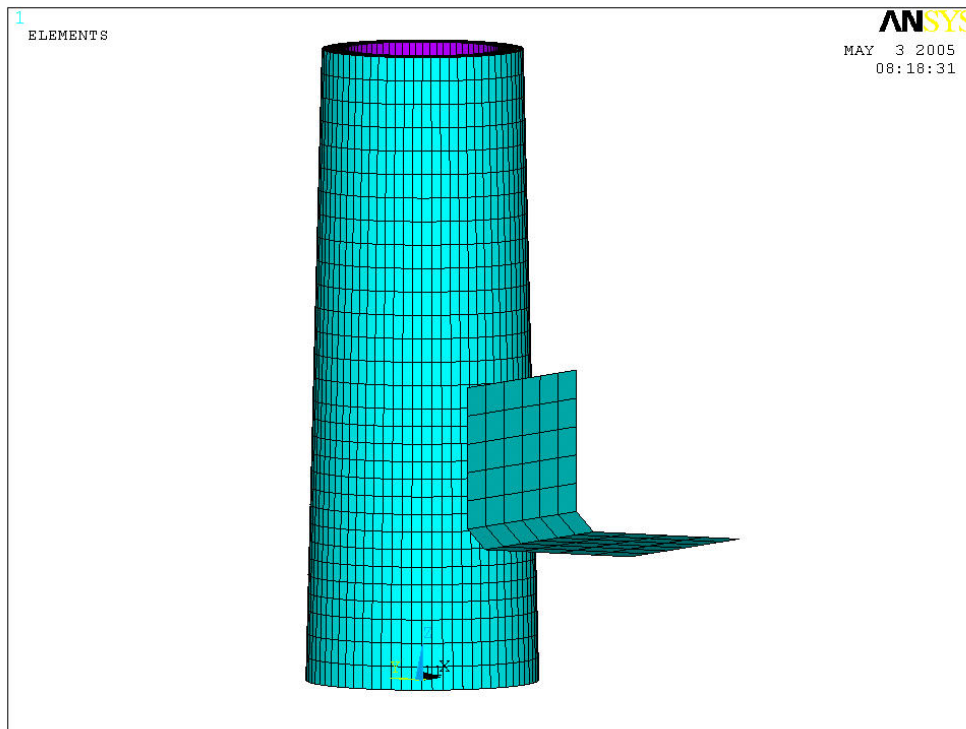


Figura VII.4- 5 – O modelo das estruturas da coluna e do barco em posição de colisão.



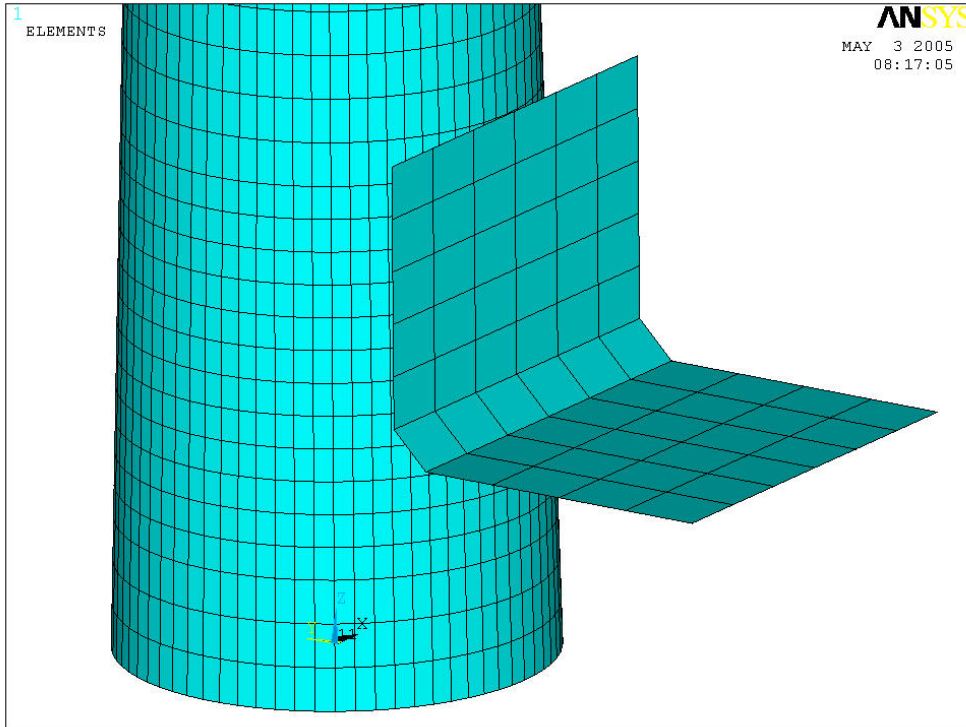


Figura VII.4- 6 – Figura anterior em detalhe.

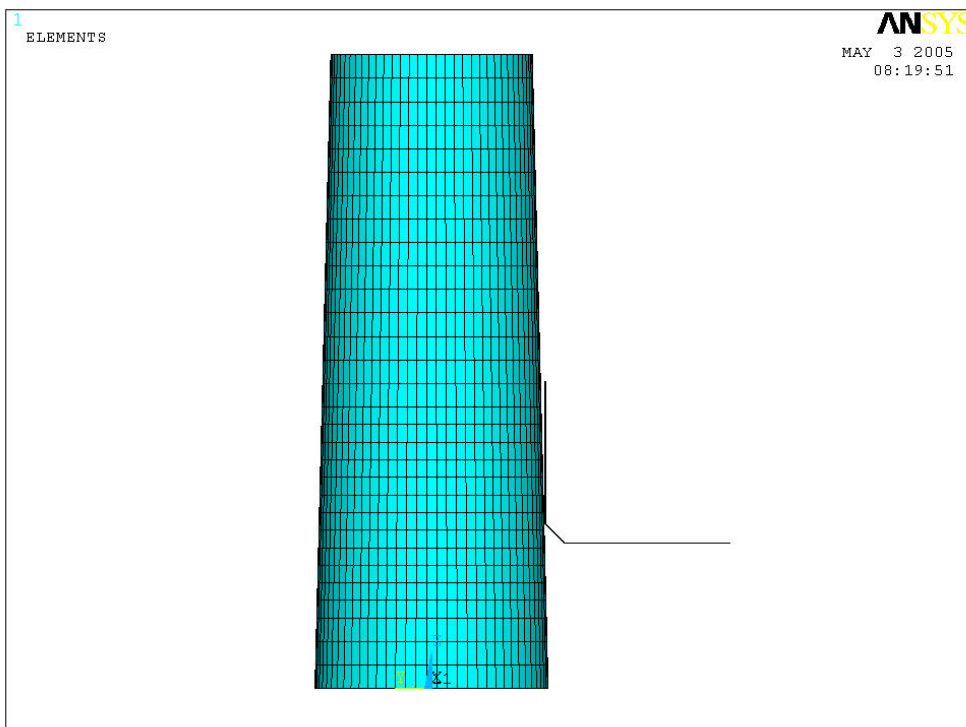


Figura VII.4- 7 – Vista lateral dos modelos no início da análise.

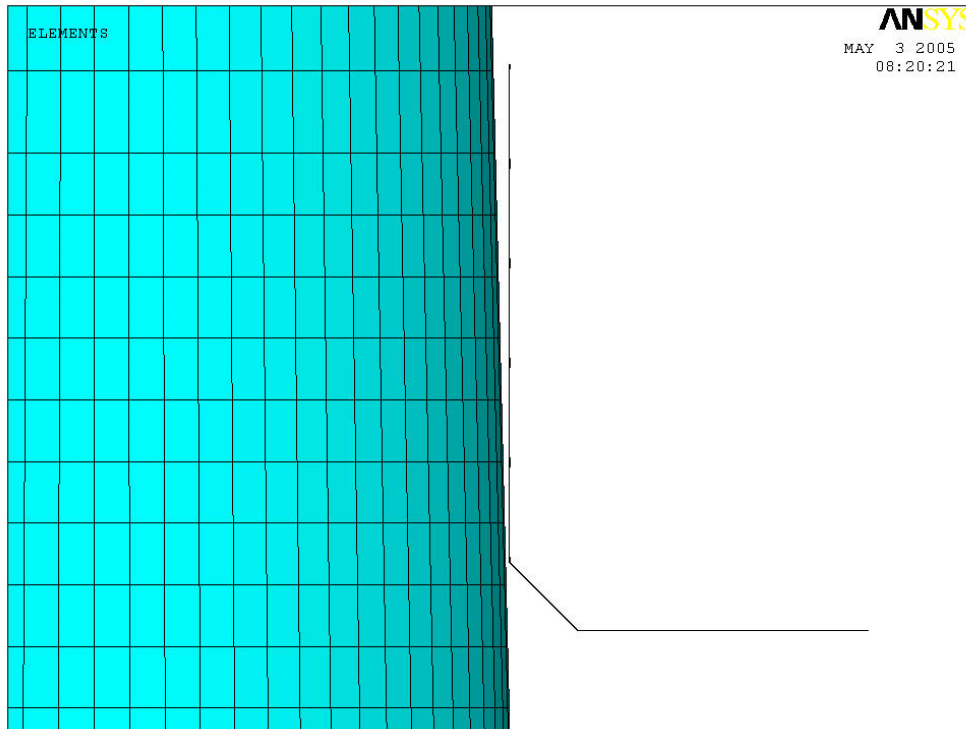


Figura VII.4- 8 – Figura anterior em detalhe.

## VII.5 – Análise Estática de Compressão da Coluna

---

O peso leve da plataforma, de 18.406,64 t, é o peso da unidade pronta para a operação. Em geral, consiste de:

- a) Peso leve existente: é o peso leve original, após a remoção do equipamento e das sub-estruturas antes da conversão;
- b) Peso de modificação: inclui a estrutura existente e o peso de modificação do sistema sujeito ao propósito do trabalho de conversão, como blisters, blocos de acomodação, gerador de emergência, torre de telecomunicação, etc.
- c) Planta de Produção: inclui os equipamentos para o processamento do gás e do óleo, junto com sistemas de utilidade, tal como requer a Planta de Produção. Compreende tubulações de processo, suportes de tubos, estruturas adicionais, etc.

Há também, no entanto, a carga variável que atua sobre a plataforma. Esta é constituída pelo chamado “payload” e pela água de lastro. O “payload” compreende:

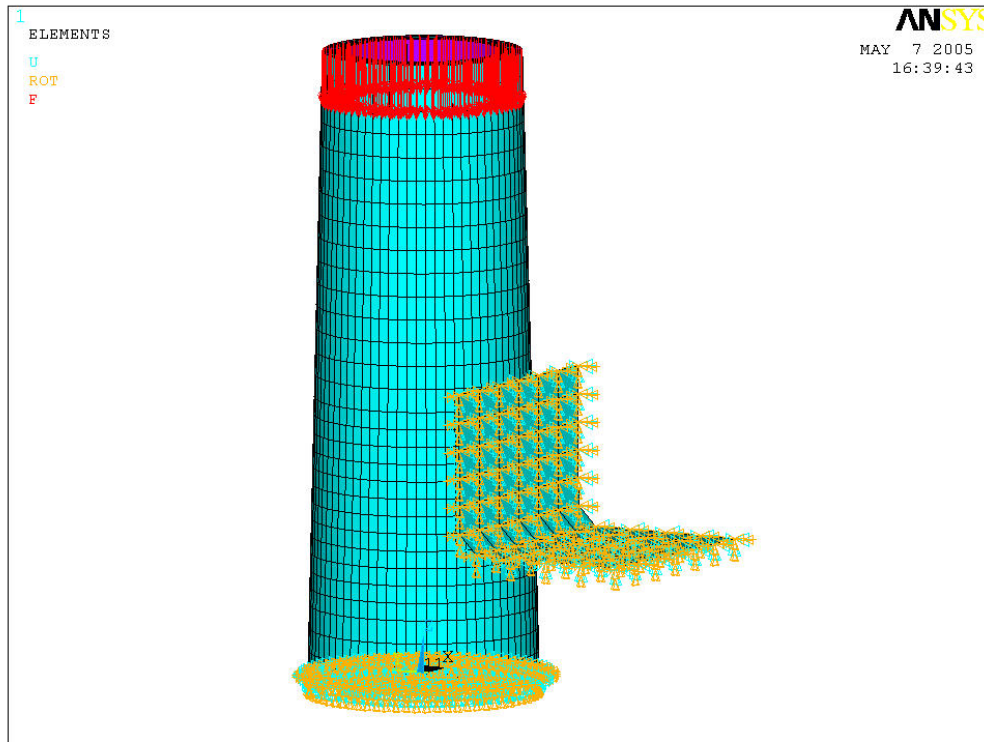
- a) A tripulação e trabalhadores eventuais;
- b) Líquidos na Planta de Produção durante a operação;
- c) Consumíveis: óleo combustível, óleo de lubrificação, água fresca, água potável;

- d) Tensão de Ancoragem vertical;
- e) Correntes de Ancoragem sobre o convés;
- f) Tensão nos “risers” verticais;
- g) Cargas de convés em geral.

A água de lastro mencionada se refere à água de lastro dos tanques.

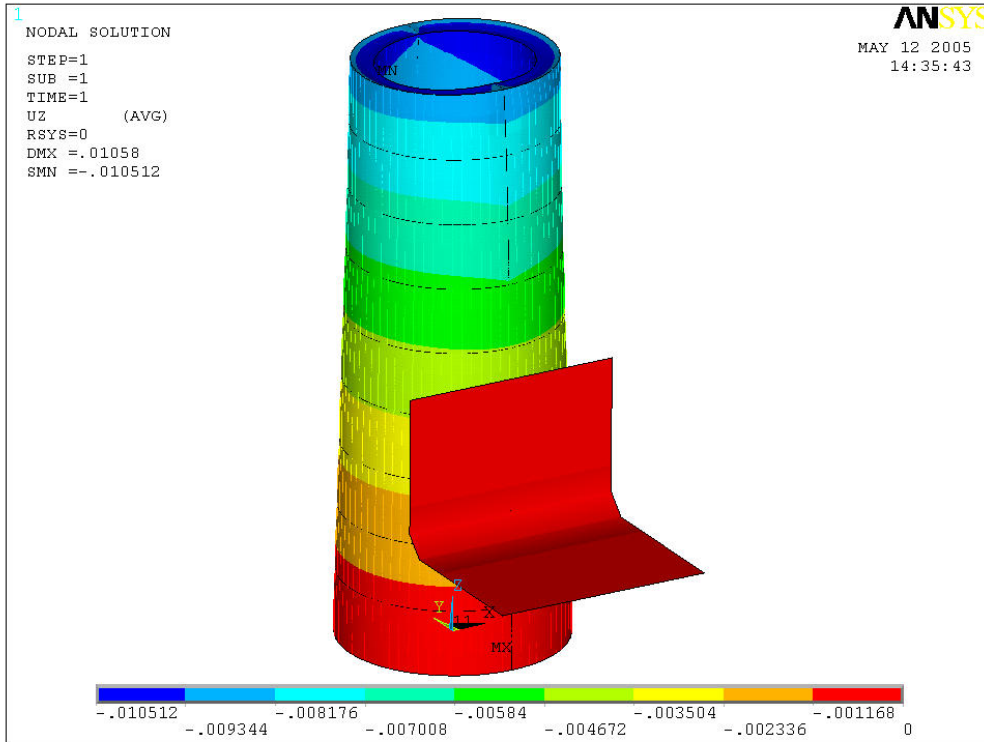
O primeiro passo da análise estática se constitui no procedimento de compressão da coluna, com a finalidade de se estabelecer a pré-carga de operação, existente na coluna no momento da colisão do “Supply Boat”. Para se obter uma estimativa deste carregamento, não basta considerar, em razão das inúmeras cargas atuantes, apenas o peso leve da plataforma. Consultando-se então o Manual de Operação da unidade, verificou-se que o deslocamento da mesma, para a condição de calado de 21,336 m, era de 42.334,11 t. Uma aproximação da carga total compressiva foi então definida com base na divisão deste deslocamento pelo número total de colunas da unidade. O resultado desta divisão foi uma carga de 7.055,685 t por coluna. Em unidades do Sistema Internacional, que estão sendo utilizadas no programa, a carga é de 69.192.633,305 N.

Este tipo de análise, referido no manual do Ansys como Solução Sequencial Implícita-Explícita, requer primeiramente que os nós que constituem o modelo do barco sejam restringidos quanto à translação e rotação. A seguir, para a realização da análise linear elástica de compressão da coluna, foram tomados os nós da sua base (conexão com os “pontoons”), aos quais foi aplicada restrição semelhante àquela aplicada aos nós da embarcação. O próximo passo era a aplicação do carregamento calculado sobre a coluna. Para esta aplicação, foram então tomados todos os nós que formavam a parte superior da coluna. Uma vez que não foram encontrados maiores detalhes a respeito da distribuição deste carregamento sobre a estrutura, aplicou-se a maior parte desta solicitação sobre os 140 nós das circunferências máxima e mínima da coluna; o restante foi distribuído sobre os nós do anel superior. Uma ilustração deste carregamento, junto com as condições de contorno aplicadas à coluna e ao barco, pode ser vista na figura seguinte. Descritivamente, estas condições foram: restrições de translação nas três direções no espaço, e restrições de rotação em torno dos três eixos principais.

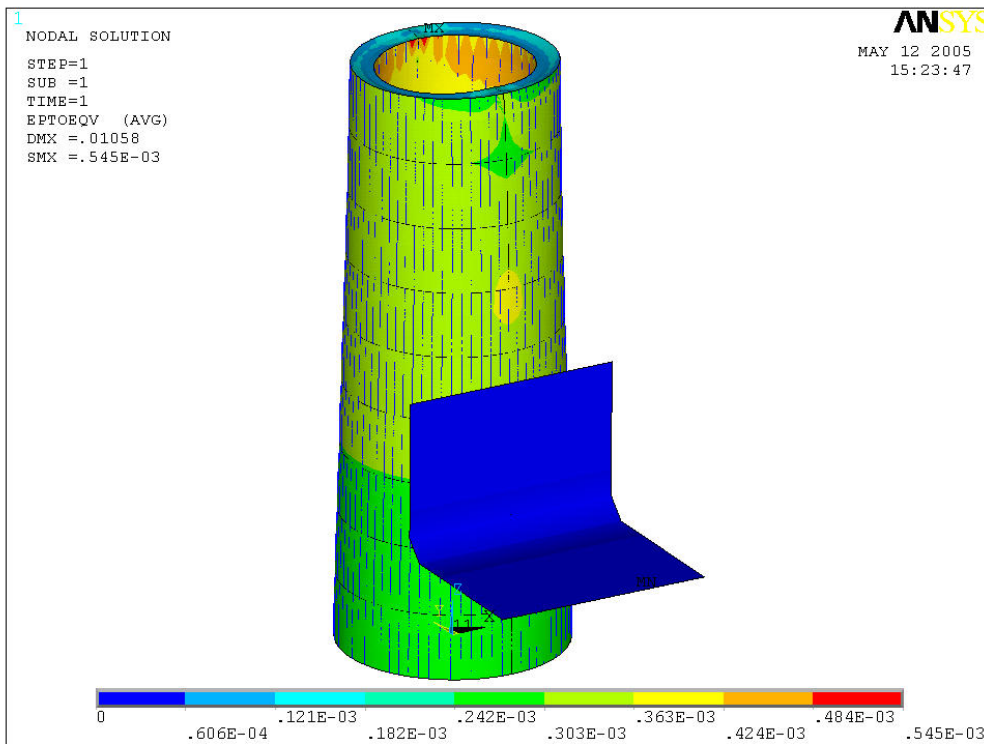


**Figura VII.5- 1 – As estruturas da coluna e do barco com as restrições impostas, e os nós da parte superior da coluna sob carregamento compressivo.**

Os resultados desta primeira parte, em termos de deslocamentos nodais na direção z (eixo da coluna), deformações totais, e tensões de Von Mises, podem ser visualizados nas figuras seguintes. A última figura permite uma visualização interna do estado de tensões na estrutura. Ressalta-se que o sistema de unidades utilizado foi o Sistema Internacional. Outrossim, foram mostrados apenas estes resultados parciais, em razão de não se constituírem o objetivo principal do trabalho.



**Figura VII.5-2 – Deslocamentos nodais em z da estrutura da coluna, resultantes da aplicação do carregamento operacional.**



**Figura VII.5-3 – Os deslocamentos devidos às deformações totais obtidas.**

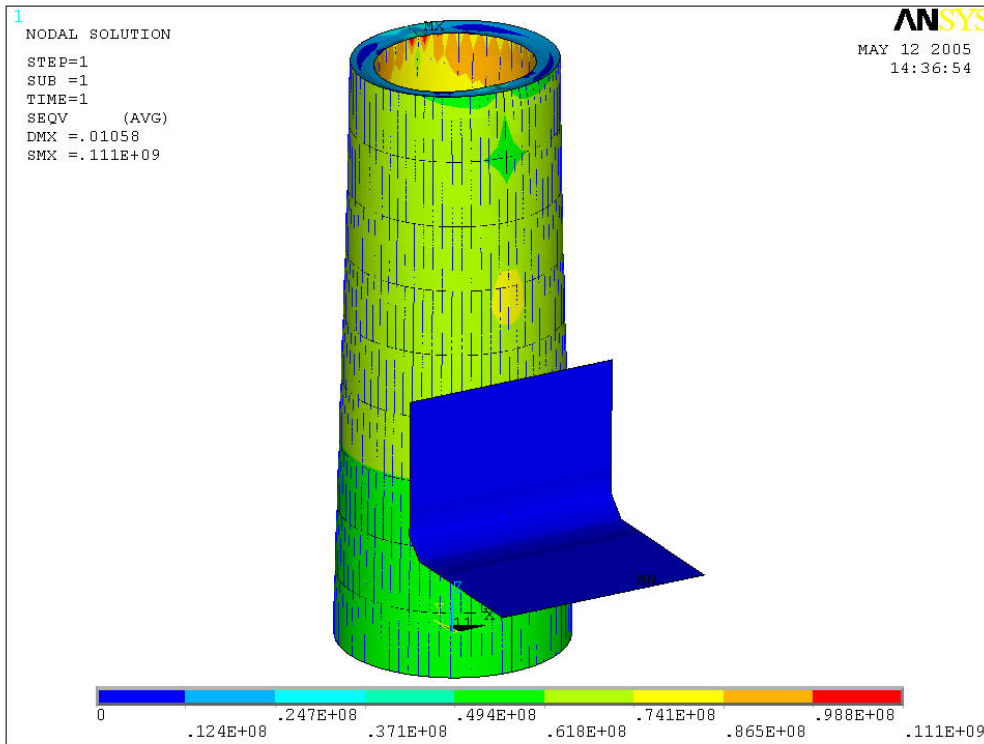


Figura VII.5-4 – As tensões de Von Mises pela aplicação do carregamento compressivo.

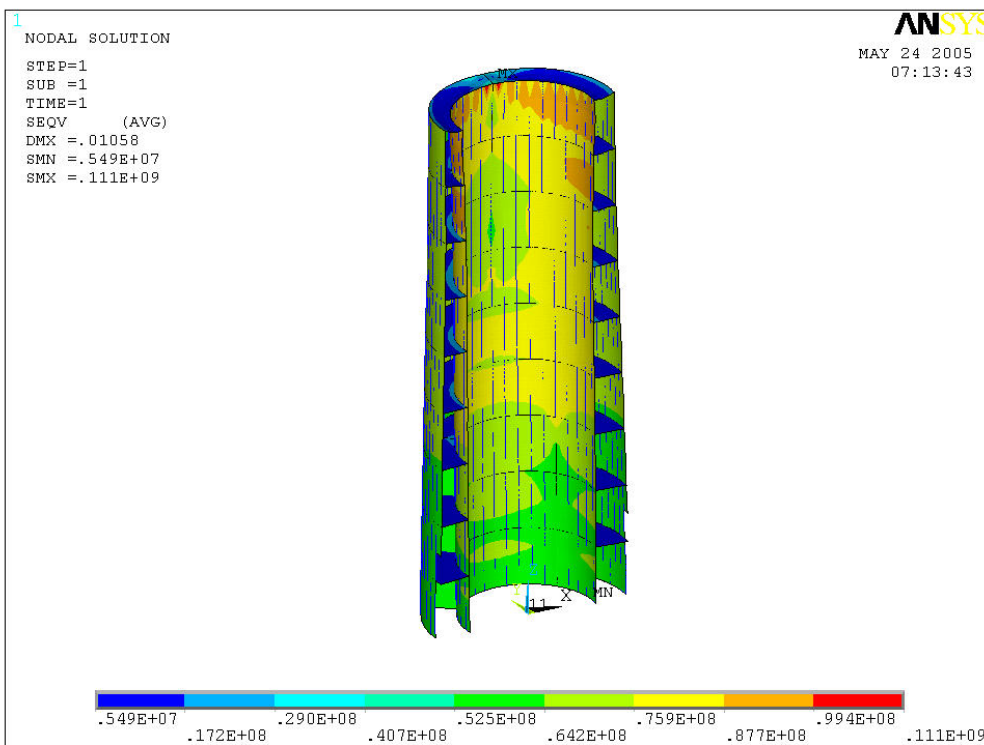


Figura VII.5-5 – Vista interna da figura precedente.

Como se pode observar a partir das figuras, os maiores deslocamentos na direção da altura da coluna (eixo z) encontram-se na parte superior da mesma, com valor máximo alcançado de 1,05 cm. Quanto aos deslocamentos devidos às deformações totais, alguns valores de pico, de  $0,545 \cdot 10^{-3}$  m, podem ser vistos sobre o chapeamento do “caisson”, em lados opostos à uma das chapas de ligação internas. Por fim, os maiores valores das tensões de Von Mises, de  $0,111 \cdot 10^9$  Pa, equivalentes a 11,32 kgf/mm<sup>2</sup> aproximadamente, podem ser observados nos mesmos pontos onde foram obtidas as maiores deformações. Considerando o valor da tensão de escoamento do material da coluna, de 235 N/mm<sup>2</sup>, equivalente a 23,96 kgf/mm<sup>2</sup>, pode-se constatar que as maiores tensões na estrutura atingem 47,2 % deste valor. Ressaltando que isto acontece quando a plataforma se encontra totalmente carregada, com deslocamento máximo de 42.334,11 t.

## **VII.6 – Preliminares para a Análise Dinâmica**

---

### VII.6.1 - Transformação dos Elementos

Dando prosseguimento à Solução Seqüencial Implícita-Explícita, conforme mencionado anteriormente, é iniciada neste item a parte dinâmica da análise propriamente dita. Para esta etapa, a título de informação, foi disponibilizada ao autor, de forma temporária (30 dias somente), a versão 9.0 do programa Ansys com uma versão demonstrativa do módulo LS-Dyna inclusa. O primeiro passo a se tomar nesta parte é a transformação dos elementos utilizados até o presente momento (Beam4 e Shell181), na análise estática de compressão da coluna, em elementos equivalentes, de uso exclusivo em análises dinâmicas, os chamados elementos “explícitos” Beam161 e Shell163. Esta transformação, para as combinações específicas de elementos escolhida, é realizada com um simples comando no programa.

### VII.6.2 – Criação das Partes

O segundo passo a se tomar nesta parte da análise é a criação das chamadas “partes”. Uma parte pode ser definida como um grupo de elementos que possuem a mesma combinação de tipo de elemento, valores dimensionais (“real constants”) e tipo de material empregado. As partes se constituem em entidades específicas dentro do modelo, e servem para definir contato, aplicar cargas e restrições em corpos rígidos, atribuir propriedades de inércia a corpos, aplicar amortecimento a um determinado componente dentro do modelo, etc. Desta maneira, no modelo do barco foi definida a

parte 1 para toda a malha. No caso da região da coluna a ser definida como parte, foi tomado um trecho da casca externa com seus enrijecedores, situado entre cotas “z”, entre as quais o modelo do barco encontrava-se por inteiro. Este trecho também foi delimitado entre os ângulos de 180 ° e 360 °, que justamente definem a região da coluna voltada para o barco. Uma vez que o trecho selecionado abarcava uma região de transição dos enrijecedores longitudinais (enrijecedores “L” diferentes), a parte 2 ficou definida para os elementos de viga inferiores da casca externa, situados neste trecho, enquanto a parte 3 foi definida para os elementos de viga de maior cota no trecho. A parte 4 cobriu então os elementos de casca do chapeamento externo da coluna, situados na região em questão. Ao final, fez-se um “assembly” com estas partes da coluna, de número 10.

#### VII.6.3 – Criação de um Modelo Material Rígido para o Barco

Buscando a pior condição para a plataforma em um evento de colisão, optou-se por um modelo material do tipo rígido, que foi aplicado a todos os elementos que definiam o modelo do barco. Por simplicidade, nesta definição foram tomadas as mesmas constantes físicas especificadas anteriormente para o material da coluna, em razão de se tratar igualmente de aço naval. Estas constantes foram: massa específica = 7850 kg/m<sup>3</sup>,  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  Pa e  $\nu = 0,29$ . Embora se faça referência a um corpo como rígido, valores reais de propriedade de material são requeridos, para que a rigidez das superfícies em contato possa ser calculada pelo programa. Por esta razão, não são usados valores extremamente altos para o módulo de Young ou para a densidade de um corpo definido como rígido, em uma análise dinâmica explícita. Ao final desta etapa, podem ser atribuídos ao corpo rígido, por exemplo, propriedades de inércia, de massa, e um vetor de velocidade inicial.

#### VII.6.4 – Adoção de um Modelo Material para a Coluna

Neste momento, deve-se adotar um modelo material para todos os elementos constituintes da coluna, escolhido entre as várias opções fornecidas pelo programa. Dado que a parte da coluna localizada na zona de colisão deverá sofrer deformações plásticas, foi tomada como primeira premissa um modelo material com plasticidade independente da taxa de deformação, que é usado para materiais isotrópicos como o aço. Dentro desta categoria, entre as opções disponíveis, foi escolhido o tipo com encruamento isotrópico bilinear clássico. Esta escolha se justifica em razão deste tipo



ser comumente usado em processos nos quais a duração total do fenômeno de conformação mecânica é relativamente longa (caso de baixas velocidades de colisão, por exemplo), sendo este tipo também aplicado à maioria dos metais de engenharia (aço, alumínio, ferro fundido, etc.). Para a utilização de tal modelo, deveriam ser informados, adicionalmente, a tensão de escoamento e o módulo tangente do material. A tensão de escoamento do aço comercial empregado na coluna tem valor de  $2,35 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>, ou o equivalente de 23,96 kgf/mm<sup>2</sup> aproximadamente. Para o módulo tangente do material da coluna foi adotado o valor de  $2,98 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>, obtido por Silva [3], e que corresponde ao aço utilizado na fabricação de cascos de FPSO.

#### VII.6.5 – Estimativa da Massa de Translação do “Supply”

O próximo passo é a inserção de toda a massa translacional da embarcação no modelo do “Supply”. Uma vez que entre os dados fornecidos pelo estaleiro não havia referência alguma ao deslocamento da embarcação totalmente carregada – no calado máximo de 5,90 m –, foi executado um procedimento de cálculo de todas as áreas das balizas, seguido de integração ao longo de todo o comprimento. A tabela de valores de área calculados para cada posição longitudinal, os resultados do procedimento de integração segundo a Regra dos Trapézios para cada intervalo, e o valor final exprimindo o volume deslocado pelo barco de apoio (em m<sup>3</sup>) estão na tabela seguinte. O gráfico das áreas das balizas é mostrado a seguir.

Tabela VII.6.5- 1- Cálculo do volume deslocado pela embarcação (em m<sup>3</sup>)

x (m)	A (m <sup>2</sup> )	Regra dos Trapézios
0,00	21,8225	
0,32	22,8852	7,15
3,60	37,7667	99,47
6,88	52,8365	148,59
10,16	65,7541	194,49
13,44	77,7231	235,30
16,72	85,7242	268,05
20,00	90,4273	288,89
23,28	92,7086	300,34
26,56	93,5506	305,47
29,84	93,6771	307,05
33,12	93,6771	307,26
36,40	93,6771	307,26
39,68	93,6559	307,23
42,96	93,1138	306,30
46,24	91,0819	302,08
49,52	86,2490	290,82
52,80	77,8168	269,07
56,08	66,0197	235,89
59,36	51,1984	192,24
62,64	33,4814	138,87

65,92	14,6331	78,91
67,56	2,9184	14,39
		<b>4905,13</b>

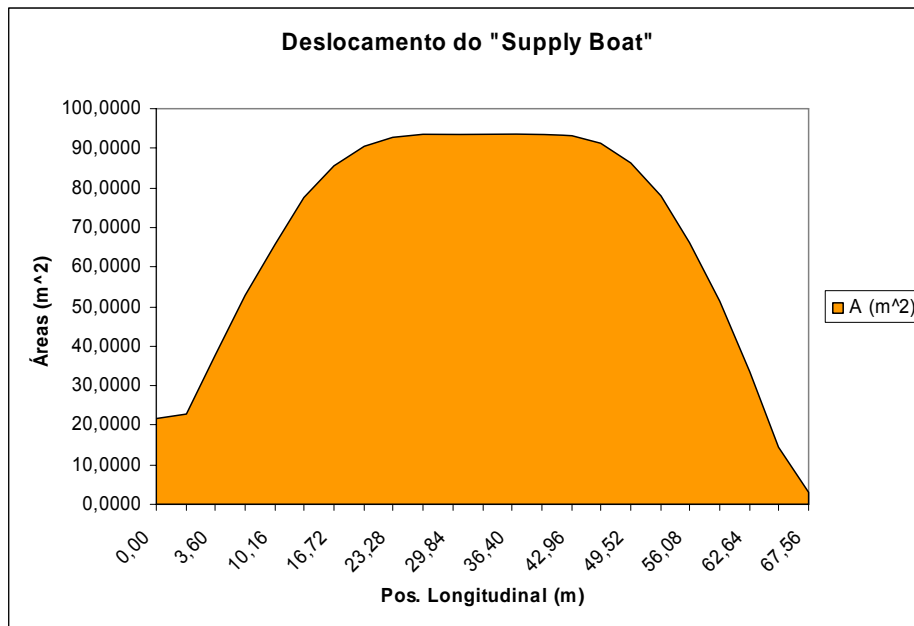


Figura VII.6.5- 1 – Gráfico das áreas das balizas do “Supply Boat” para cada posição longitudinal.

Para a obtenção do deslocamento da embarcação, basta então multiplicar o valor obtido para o volume total deslocado 4905,13 m<sup>3</sup>, pelo valor do peso específico atribuído à água do mar, que é de 1,025 t/m<sup>3</sup>. Isto fornece um deslocamento aproximado de 5028 t. A inércia translacional (massa) a ser aplicada ao modelo, no entanto, deverá incorporar o valor da massa adicional do fluido, levando em conta o tipo de colisão em particular; no caso, colisão lateral. Conforme mencionado anteriormente, segundo Motora et al. [27], o coeficiente de massa adicional para movimento de “Sway” varia entre 0,4 e 1,3; o maior valor correspondendo a colisões de maior duração. Uma vez que neste trabalho serão consideradas colisões em baixas velocidades, portanto tendendo a provocar um fenômeno de maior duração, e uma vez que Gjerde et al. [7] estipulam um coeficiente de massa adicional de 1,4 para colisões laterais, adotou-se então um valor de 1,3 para este coeficiente. Portanto, a massa total a ser definida para o modelo será

$$M_{tot} = M(1 + m_{ay}).$$

onde

$M_{tot}$  é a massa total a ser considerada;

M é a massa da embarcação;

$m_{ay}$  é o valor do coeficiente de massa adicional.

Este valor corresponderá então a 11.564,4 t.

#### VII.6.6 – Estimativa da Posição do Centro de Massa da Embarcação

Outro dado a ser informado ao programa é referente à posição do centro de massa do corpo colidente. Isto porque está sendo modelada apenas uma parte do “Supply”; no caso da modelagem de todo o barco, o programa determinaria esta posição. O mesmo ocorre com os valores das inércias de “Roll”, “Pitch” e “Yaw”. Assumindo-se, por simplificação, a configuração de um corpo sólido, foram determinadas – até alturas de conveses superiores em cada ponto – as áreas de todas as balizas, as áreas do plano de linhas d’água, e as áreas do plano de linhas do alto. A partir destas áreas, tomando-se a massa total da embarcação, foi possível o cálculo de uma distribuição média superficial de massa para cada direção, e daí a obtenção do peso de cada seção. Somando-se as contribuições de momento de cada um destes pesos então, foi possível a determinação da localização do centro de gravidade da embarcação. Usando-se um referencial na embarcação, com origem na interseção do plano de base, do plano da linha de centro e do espelho de popa, foram obtidas as seguintes coordenadas para o centro de gravidade:

- Longitudinal = 35,288 m;
- Transversal = zero (sobre o plano da linha de centro);
- Vertical = 4,854 m.

Estes valores, tomando-se como referência o ponto Q – comentado anteriormente neste trabalho, situado na interseção do plano de base com o plano da linha de centro do barco, à meia-distância entre as balizas 8 e 11 –, e convertendo-se ao sistema de coordenadas globais da coluna e do barco, fornecem (0,528; -12,903; 11,146) para a localização do centro de massa da embarcação. Estes valores são definidos em coordenadas cartesianas, que é a forma adotada pelo programa na informação da posição do centro de massa.

#### VII.6.7 – Definição de um Sistema de Coordenadas Local para o Barco

Os vetores de orientação, dos momentos de inércia principais da embarcação, devem seguir a orientação dos eixos principais de um sistema de coordenadas local. A origem deste sistema foi então definida na posição do centro de gravidade da embarcação; o eixo x’ orientado segundo a “center line”, o eixo y’ segundo a transversal da embarcação, e o eixo z’ verticalmente.

### VII.6.8 – Estimativa dos Momentos de Inércia de “Roll”, “Pitch” e “Yaw”

Como comentado, os valores destes momentos devem ser passados ao programa. Segundo Bhattacharyya [51], o momento de inércia de um corpo de massa total M, em relação a um eixo particular, pode ser dado por:

$$I = M k^2 \quad (\text{VII.6.7-1})$$

onde

k é chamado o raio de giração do navio, em relação a um eixo particular.

Desta forma, há raios de giração para os três diferentes movimentos rotacionais; a saber, para “Roll”, para “Pitch” e para “Yaw”. Assim, segundo Bhattacharyya, se o raio de giração apropriado puder ser determinado, o momento de inércia, em torno de um eixo particular, pode ser obtido da relação:

$$I = \frac{\Delta}{g} \cdot k^2 \quad (\text{VII.6.7-2})$$

onde

$\Delta$  é o peso total do navio (deslocamento),

g a aceleração da gravidade.

Para o caso do movimento de “Roll”, tem-se então:

$$I_{xx} = \frac{\Delta}{g} \cdot k_{xx}^2 \quad (\text{VII.6.7-3})$$

Segundo o autor,  $k_{xx}$  varia entre 0,33.B e 0,45.B, onde B é a boca do navio. Adotando um valor de  $k_{xx} = 0,39.B$ , obtém-se então para a inércia de “Roll”  $I_{xx} = 195.778,25 \text{ t.m}^2$ . Para movimento de “Pitch”, o mesmo autor menciona  $k_{yy}$  entre 0,24.L e 0,26.L, onde L é o comprimento do navio. Adotando  $k_{yy} = 0,25.L$ , o valor resultante da inércia de “Pitch” é  $I_{yy} = 1.624.549,94 \text{ t.m}^2$ . Por fim, na Prática Recomendada número 14, da Sociedade Internacional dos Engenheiros de Peso Unidos [52], pode-se constatar que o raio de giração estimado para movimento de “Yaw” pouco difere dos valores estimados de raio de giração para movimento de “Pitch”, quer se considere navios de superfície em geral, ou mesmo submarinos. Desta forma, neste trabalho adotou-se para  $k_{zz}$  a mesma faixa estipulada para movimento de “Pitch”; em particular, tomou-se igualmente  $k_{zz} = 0,25.L$ . O valor calculado para a inércia de “Yaw” resultou então igual ao valor calculado para inércia de movimento de “Pitch”, com  $I_{zz} = 1.624.549,94 \text{ t.m}^2$ .

### VII.6.9 – Redefinição das Constantes Reais e Opções para os Elementos

Os elementos empregados nesta parte da análise do problema, a saber, Beam161 e Shell163, necessitam ter suas “keyoptions” (opções-chave de elemento) e constantes reais redefinidas, antes de se iniciar a execução da solução. Isto porque, quando da transformação dos elementos anteriores (Beam4 e Shell181) nos atuais elementos, estes valores são tornados nulos pelo programa. Isto possibilita mais opções de análise ao usuário em problemas deste tipo, isto é, que requeiram uma seqüência de solução do tipo implícita-explicita. Desta maneira, para o elemento de casca Shell163 foram adotadas as seguintes opções de elemento e constantes reais:

- Espessura = 0,0127 m , mesmo valor empregado anteriormente na análise da compressão da coluna, sendo a mesma para os 4 nós que definem o elemento;
- Fator de cisalhamento = 5/6 (sugerido pelo programa);
- Número de pontos de integração na espessura do elemento = 4 ;
- Formulação do elemento: Belitschko-Tsay totalmente integrado;
- Regra de quadratura: Regra de Gauss 2x2;
- Modo: material não-compósito;
- Opção de integração padrão.

A formulação de Belitschko-Tsay totalmente integrada, segundo o manual do Ansys LS-Dyna [50], é bem efetiva para se superar modos de “hourglass”, embora resulte em custos computacionais substancialmente maiores. O travamento por cisalhamento é remediado pela introdução de uma deformação assumida para o cisalhamento transversal. Para o elemento Beam161 foram utilizadas as seguintes opções de elemento e constantes reais:

- Fator de cisalhamento: 1,0 (“default”);
- Formulação do elemento: Hughes-Liu, com integração da seção transversal (“default” para este tipo de elemento);
- Regra de quadratura: quadratura de Gauss 2x2 (“default”);
- Regra de integração para a seção: definida pelo usuário;
- Tipo de seção transversal: o mesmo da análise anterior, ou seja, seção em ângulo;
- Dimensões principais dos elementos: as mesmas da análise inicial.

#### VII.6.10 – Imposição de Novas Condições de Contorno

Para esta parte da análise do problema, inicialmente foi removido o carregamento aplicado durante a etapa de compressão da coluna. Os valores de deslocamentos e rotações da estrutura na geometria deformada, decorrentes deste carregamento, são contudo lidos pelo programa, definindo o passo inicial para a análise dinâmica. A seguir, foram tomados os nós extremos da coluna (maior cota em z), sobre os quais, por simplificação, foram definidas restrições translacionais e de rotação nas três direções no espaço. Esta simplificação leva em conta a conexão da coluna aos “decks” da plataforma, em sua parte superior, bem como à maior massa, que a plataforma possui em relação à embarcação. Quanto às condições de contorno utilizadas na primeira etapa, aplicadas na base da coluna, admite-se que elas permanecem durante esta parte dinâmica da análise.

#### VII.6.11 – Definição do Contato

O algoritmo de contato escolhido, para ser utilizado durante as análises das colisões, foi o chamado “surface-to-surface”, que estabelece o contato quando a superfície de um corpo penetra a superfície de outro. Este algoritmo é comumente usado para corpos que apresentam grandes áreas de contato, e quando as superfícies que estabelecerão contato são conhecidas de antemão. Uma vez que este tipo de contato é totalmente simétrico, a escolha das superfícies a serem definidas como “contact” e como “target” é arbitrária. O contato “surface-to-surface” requer componentes nodais, números de partes, ou uniões de partes (“assemblies”), para a definição das superfícies que farão o papel de “contact” e de “target”.

Outros dados que são solicitados nesta etapa referem-se a atrito, amortecimento e tempo de duração do contato. Para o atrito, o “default” do programa é contato sem fricção. No entanto, para simular um comportamento mais próximo ao real, adotou-se os coeficientes de atrito estipulados no CRC Handbook [53] para metal sobre metal lubrificado, uma vez que o contato entre barco e coluna estará ocorrendo sob a água. Não foram encontrados valores específicos para atrito aço com aço dentro d’água. Os valores da referência são 0,15 para o coeficiente de atrito estático, e 0,06 para o coeficiente de atrito dinâmico. Por ausência de maiores informações, foi adotado o valor nulo (“default” do programa) para o coeficiente de declínio exponencial. A formulação que o programa segue, para o cálculo do coeficiente de fricção a ser adotado no contato, pode ser então calculada. Esta tem a forma:

$$\mu_c = FD + (FS - FD)e^{-DC*V_{rel}} \quad (\text{VII.6.11-1})$$

onde

$\mu_c$  é o coeficiente de fricção usado para contato;

FD o coeficiente de atrito dinâmico;

FS o coeficiente de atrito estático;

DC o coeficiente de declínio exponencial;

$V_{rel}$  a velocidade relativa das superfícies em contato.

Outro dado a ser informado ao programa é o chamado coeficiente para fricção viscosa, que é usado para limitar a força de fricção a um valor máximo. Um valor sugerido na documentação do programa é o emprego do valor da tensão de escoamento em cisalhamento. Desta forma, o coeficiente para fricção viscosa é obtido de:

$$VC = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \quad (\text{VII.6.11-2})$$

onde

VC é o coeficiente para fricção viscosa;

$\sigma_0$  é a tensão de escoamento do material contactado.

Uma vez que a tensão de escoamento do aço empregado na coluna tem o valor de  $\sigma_0 = 2,35 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ , o valor encontrado para VC foi de 135.677.313,26. Desta forma, o programa pode determinar o limite máximo da força de fricção por:

$$F_{lim} = VC \cdot A_{cont} \quad (\text{VII.6.11-3})$$

onde

$A_{cont}$  é a área do segmento contactado pelo nó em contato.

Outro parâmetro a ser informado na definição do contato é o chamado coeficiente de amortecimento viscoso, que serve à determinação do coeficiente de amortecimento de contato. Este último é empregado para se amortecer oscilações de alta frequência (indesejáveis), que podem ocorrer durante o contato, do tipo das que podem surgir em simulações de processos de forjamento de folhas de metal. Adotou-se, para este caso, o valor “default” do programa (valor nulo). Quanto ao tempo de duração do contato, pode-se especificar o tempo em que o contato torna-se ativo, e o tempo em que ele torna-se inativo. Tomando-se como referência a metade da distância que o barco foi posicionado com relação à coluna (20 mm), visando a ativação prévia do contato, e as velocidades que serão simuladas, definiram-se 0,01 seg e 600 seg para início e fim do

contato. Os valores “default”, que o programa adota para estes tempos, são zero e  $1.10^{21}$ , respectivamente.

Aqui se encerra a fase de obtenção de dados para análise dinâmica. Os últimos passos a serem tomados, antes da obtenção dos resultados finais, são:

- A remoção das restrições impostas ao modelo do barco quando da análise estática de compressão. Desta forma, o barco torna-se livre para colidir contra a coluna.
- A leitura dos deslocamentos nodais e das rotações, do arquivo de resultados implícitos, e a gravação destas informações em um arquivo ASCII do LS-Dyna, chamado “drelax”.
- A inicialização da estrutura na geometria prescrita, de acordo com os deslocamentos e as rotações contidas no arquivo “drelax”. Neste passo, o LS-Dyna aplica a informação de carregamento (deslocamentos e rotações), do mencionado arquivo, à geometria original, calculando a geometria deformada, a qual é então usada como ponto de partida para a análise explícita.



## Cap. VIII – Resultados e Conclusões

As observações iniciais, quanto ao aspecto do efeito das colisões produzidas nas três diferentes velocidades ensaiadas – para movimento de “Sway” somente –, podem ser vistas nas figuras seguintes, juntamente com os deslocamentos nodais máximos da estrutura.

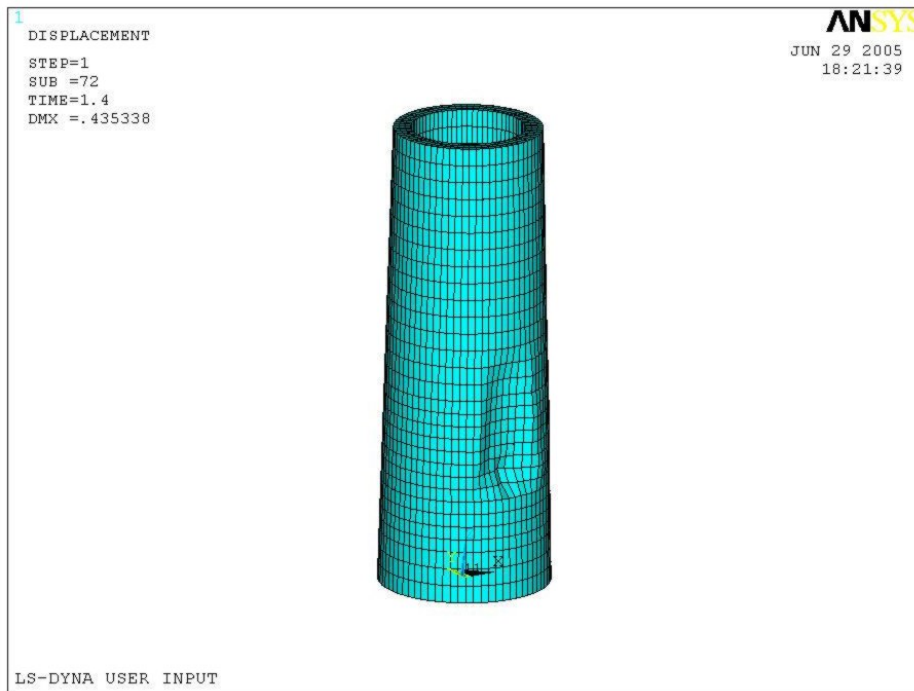


Figura VIII-1 – Deformada da coluna, resultante de colisão do “Supply Boat” a  $v = 1$  m/s.

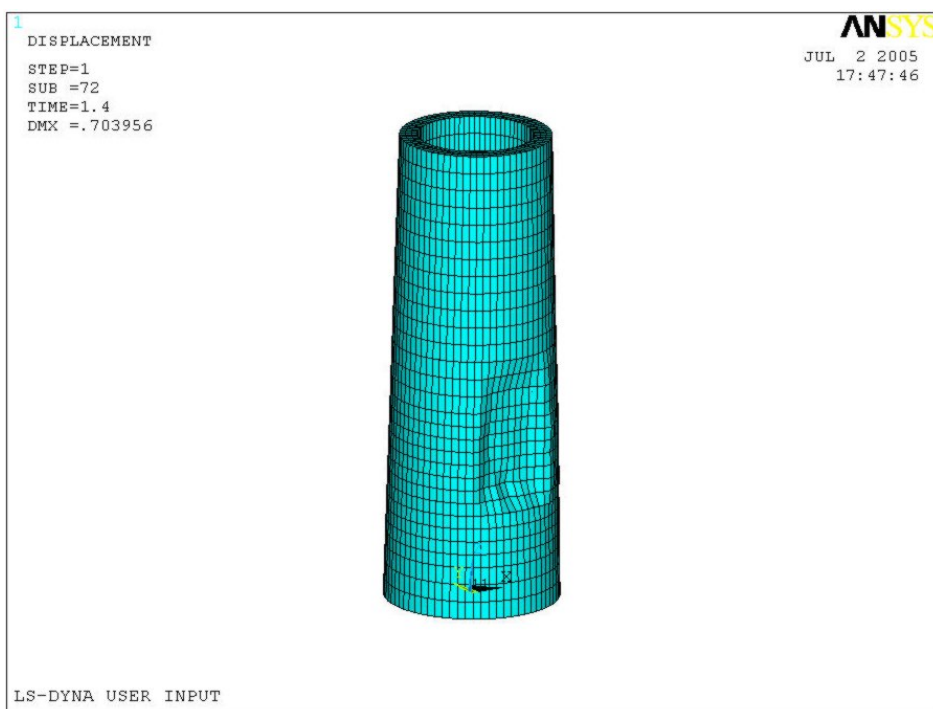
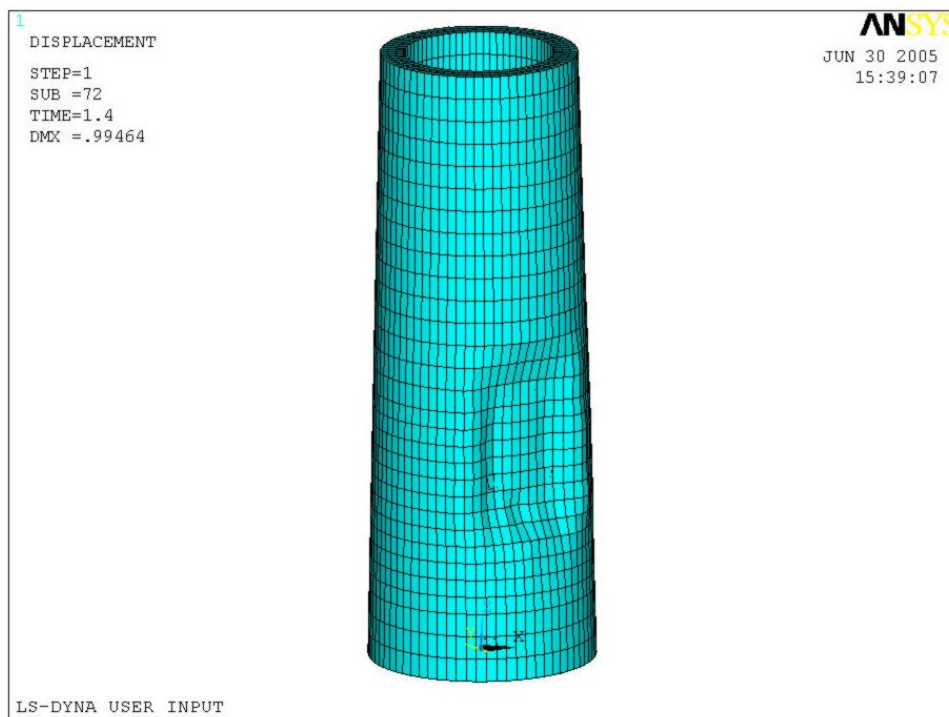
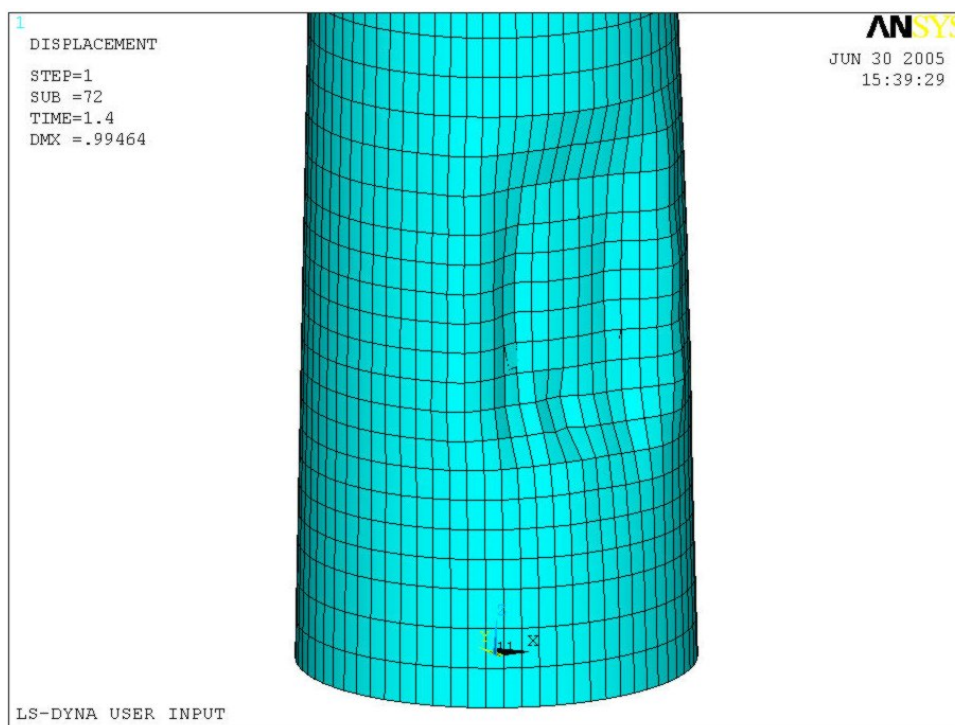


Figura VIII-2 – Deformada da coluna, resultante de colisão do “Supply Boat” a  $v = 1,5$  m/s.

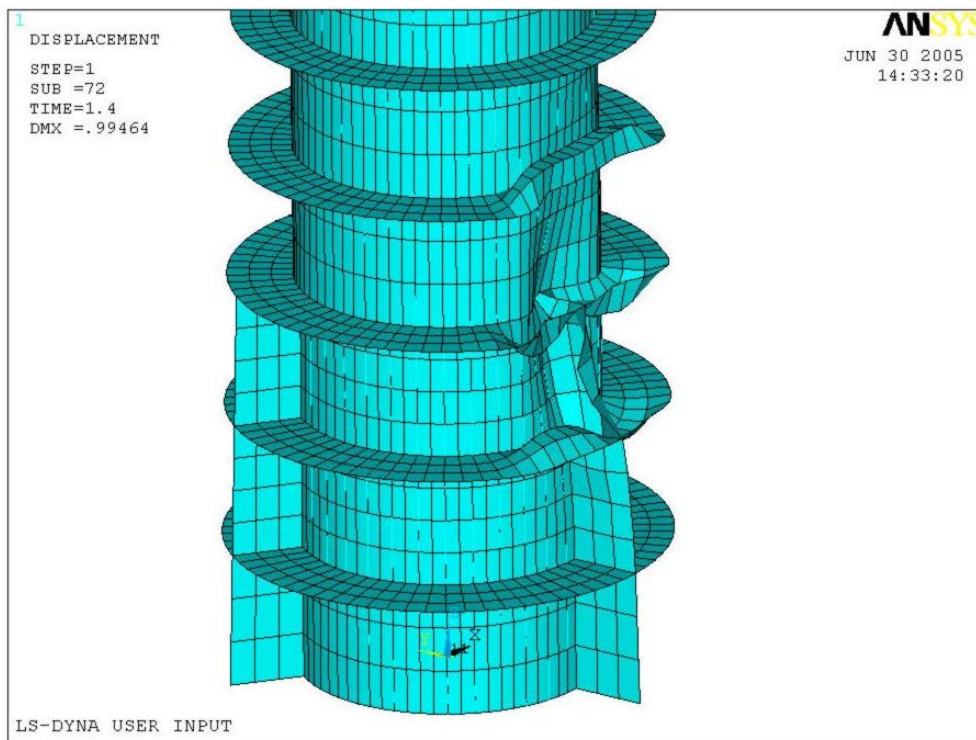


**Figura VIII-3 - Deformada da coluna, resultante de colisão do “Supply Boat” a  $v = 2$  m/s.**

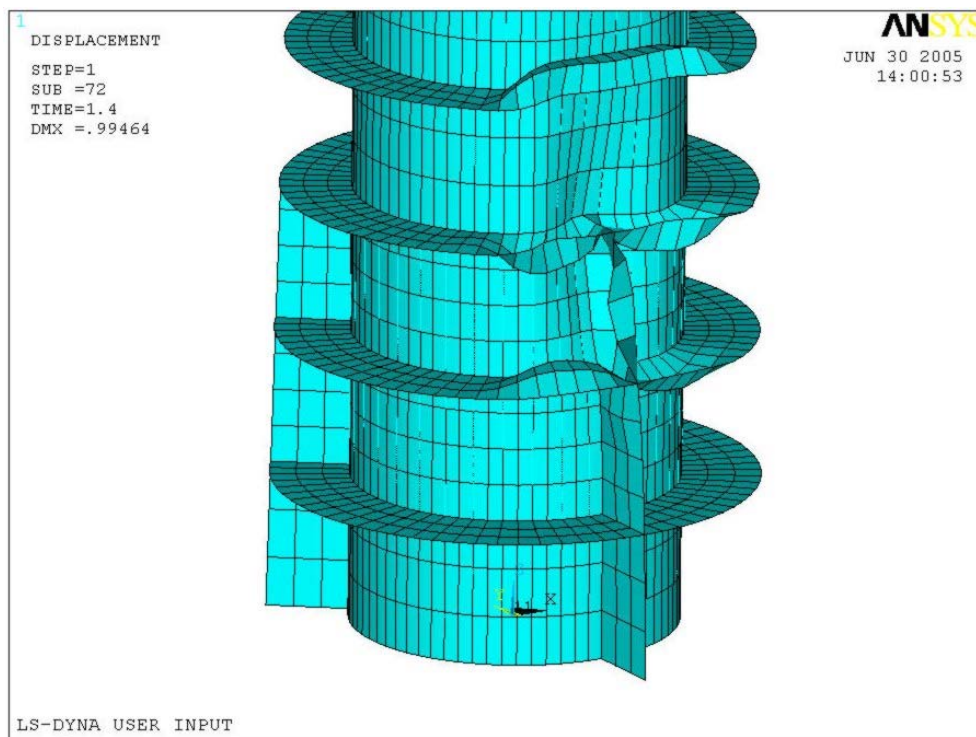
O tempo do ensaio é referente a 1,4 seg. . Inicialmente, pela ausência de maiores informações, havia sido estabelecido um tempo de solução de 2 seg. . Como neste caso, no entanto, a força de contato entre as estruturas decaía a valores nulos em tempo próximo a 1 segundo, adotou-se o tempo de 1,4 seg. para a solução do problema.



**Figura VIII-4 – Detalhe da figura anterior.**



**Figura VIII-5 – Aspecto do interior da coluna com a retirada do chapeamento externo. Caso referente a velocidade de colisão de 2 m/s.**



**Figura VIII-6 – Mesmo caso anterior, com giro de poucos graus.**

Uma comparação dos deslocamentos na direção y, que é a direção em que ocorre o impacto na estrutura (direção do movimento de “Sway” do barco), para os casos de  $v = 1$  m/s e 2 m/s, pode ser vista nas figuras seguintes.

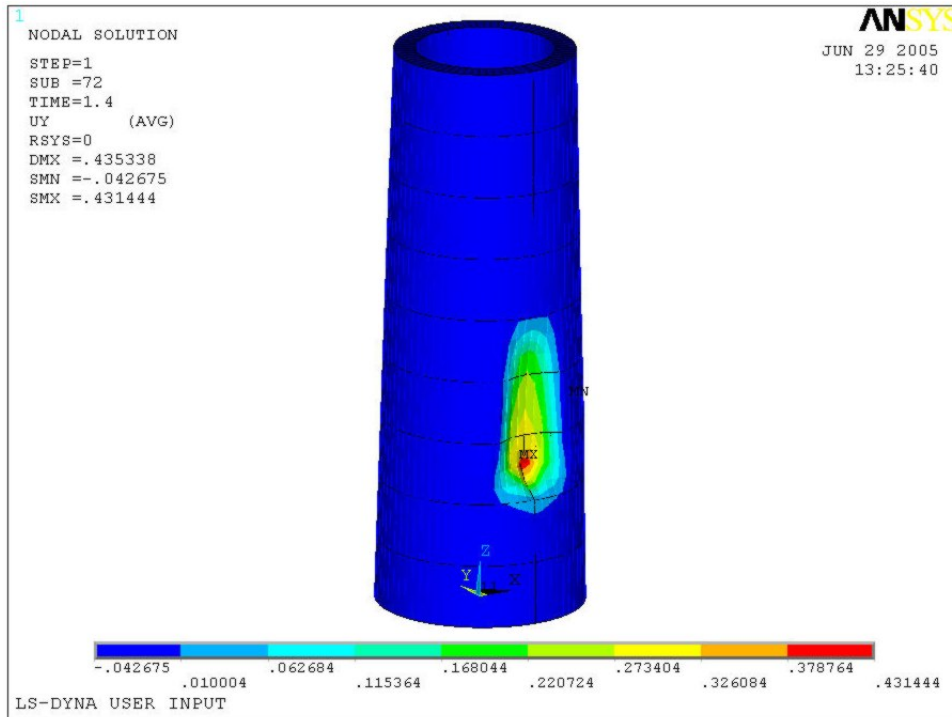


Figura VIII-7 – Deslocamentos da estrutura na direção do impacto ( $v = 1$  m/s).

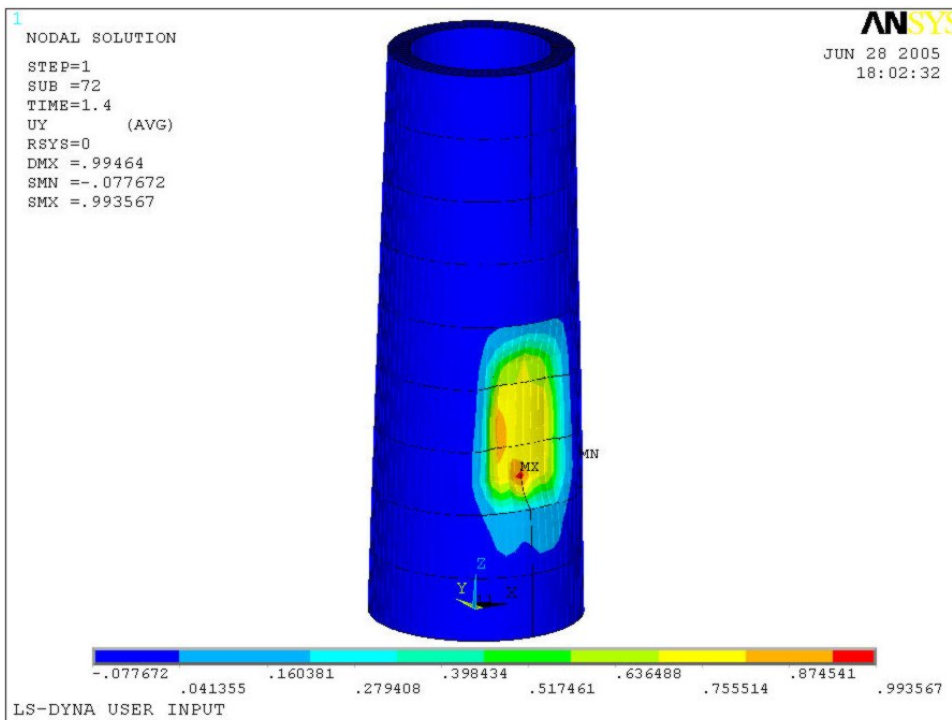


Figura VIII-8 – Deslocamentos da estrutura na direção do impacto ( $v = 2$  m/s).

Os deslocamentos mostrados para a direção y não diferiram significativamente da soma vetorial dos deslocamentos nas três direções, como pode ser visto na figura seguinte.

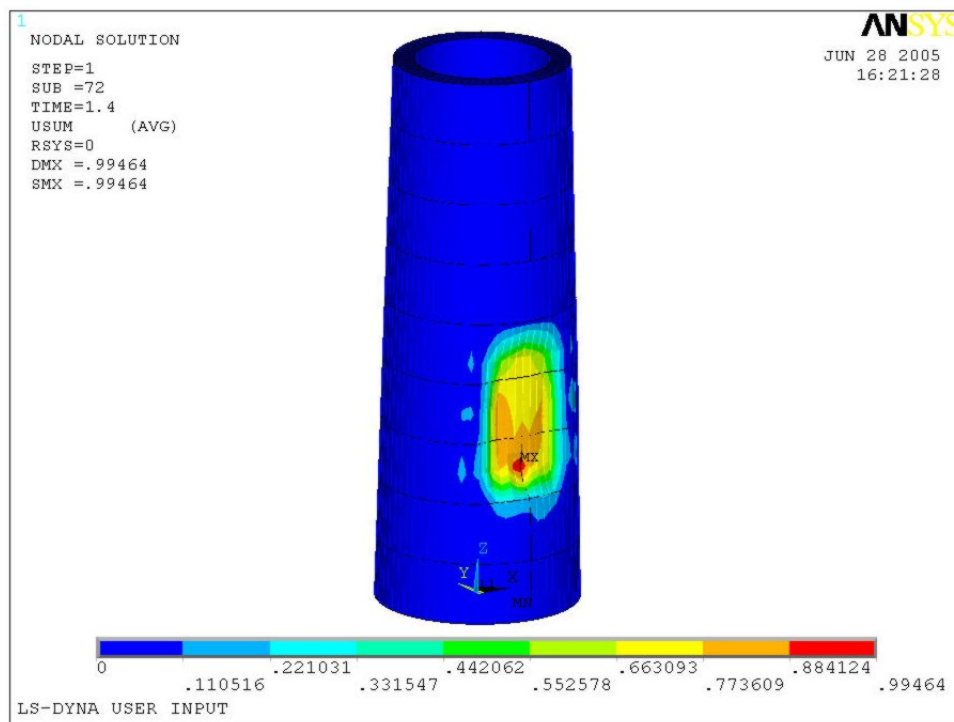


Figura VIII-9 – Soma vetorial dos deslocamentos na estrutura (caso de  $v = 2$  m/s).

Por seu lado, a soma vetorial das rotações teve a seguinte representação.

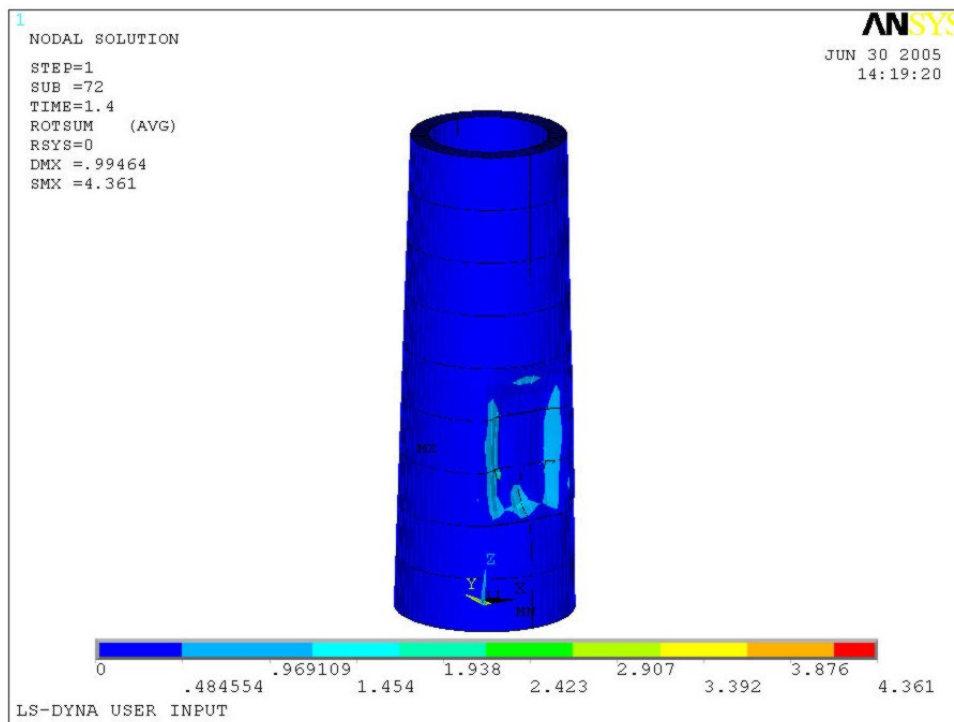


Figura VIII-10 – Soma vetorial das rotações nos três eixos (caso de  $v = 2$  m/s).



As componentes de tensão na direção z, que é a direção na qual a estrutura possui sua maior dimensão, refletem da melhor forma o espalhamento das tensões a partir do ponto de impacto (no tempo de 1,4 seg.), como pode ser visto na figura a seguir.

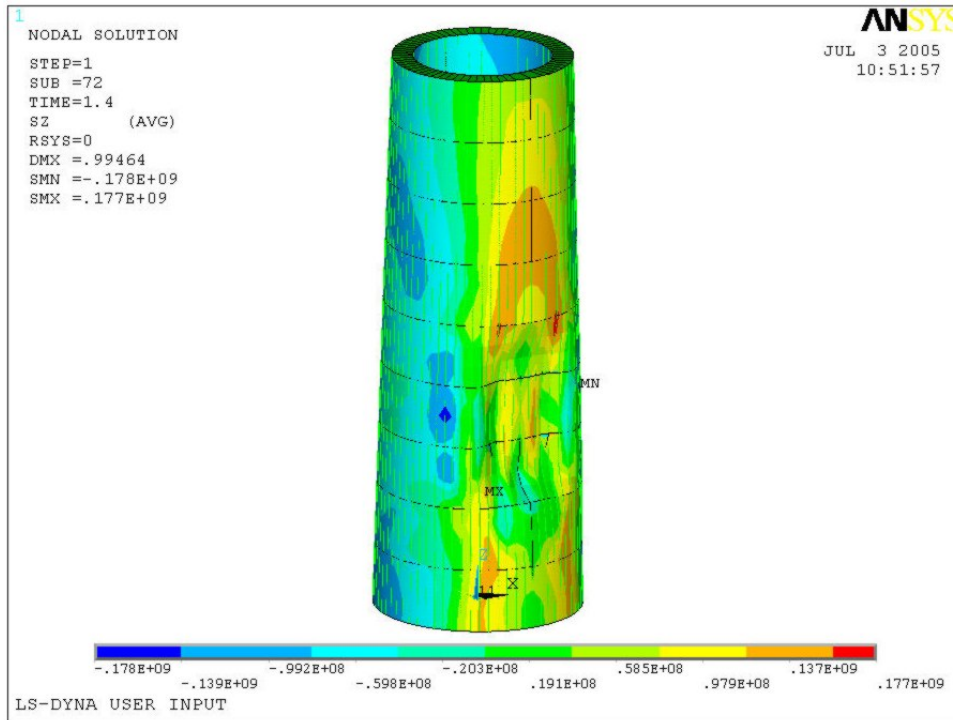


Figura VIII-11 – Componente das tensões na direção z (caso de  $v = 2$  m/s).

As tensões de Von Mises (caso de  $v = 2$  m/s) podem ser vistas na figura seguinte.

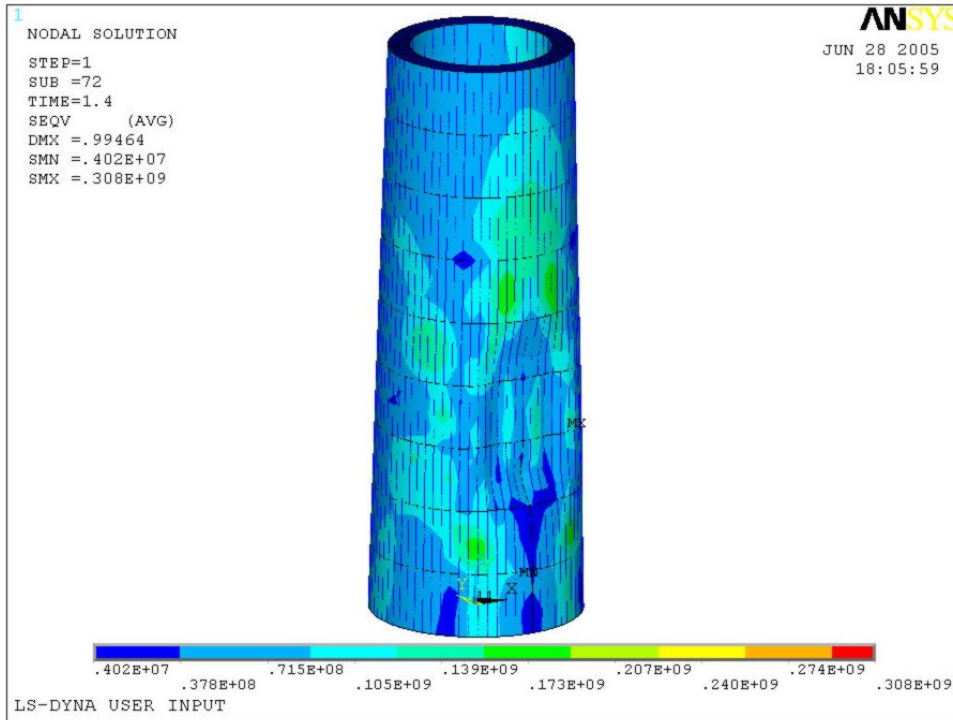


Figura VIII-12 – Tensões de Von Mises sobre a estrutura no tempo de 1,4 seg. .

A retirada do chapeamento externo permite a seguinte visualização.

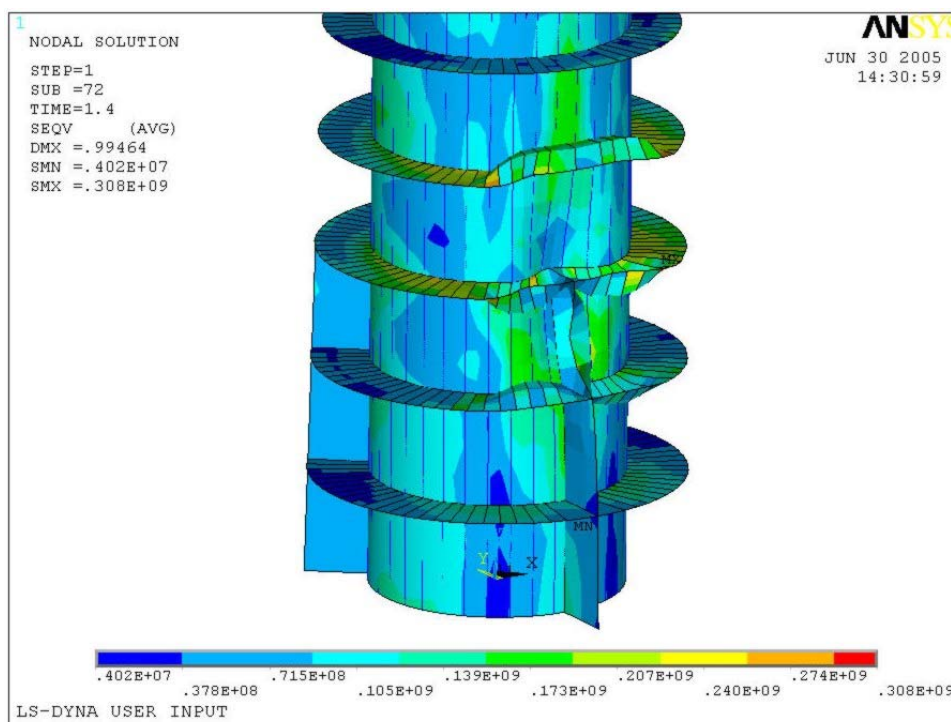


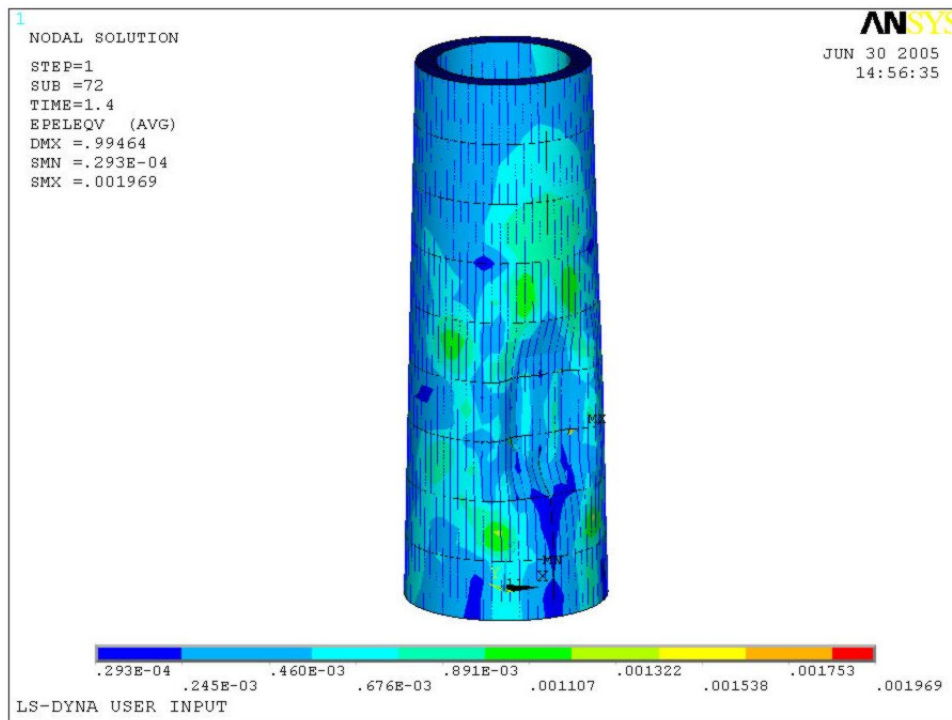
Figura VIII-13 – Tensões de Von Mises no interior da estrutura (caso de  $v = 2$  m/s).

Algumas conclusões sobre o que foi mostrado até o momento:

1. Quanto aos deslocamentos nodais máximos, estes foram de 43,5 cm, 70,4 cm e 99,5 cm, para as velocidades de 1 m/s, 1,5 m/s e 2 m/s, respectivamente. No interior da estrutura, em razão da localização da colisão, a chapa de ligação dos chapeamentos não mostra qualquer deformação no primeiro segmento, situado mais próximo aos submarinos;
2. Quanto aos deslocamentos na direção y (direção do impacto), foi observada distribuição semelhante nos três casos estudados, com os maiores deslocamentos estando situados na região da colisão, diminuindo progressivamente, conforme a distância a esta região aumenta. Em particular, o crescimento da região de mudanças no valor do deslocamento pode ser observado, na comparação dos casos de impacto a  $v = 1$  m/s e a  $v = 2$  m/s. O pequeno deslocamento observado, em sentido oposto ao da colisão, da maior parte da estrutura nos três casos, deve-se ao efeito combinado da resposta elástica do material da coluna – fora da região de impacto –, e das condições de contorno impostas, em ambas as extremidades da estrutura;

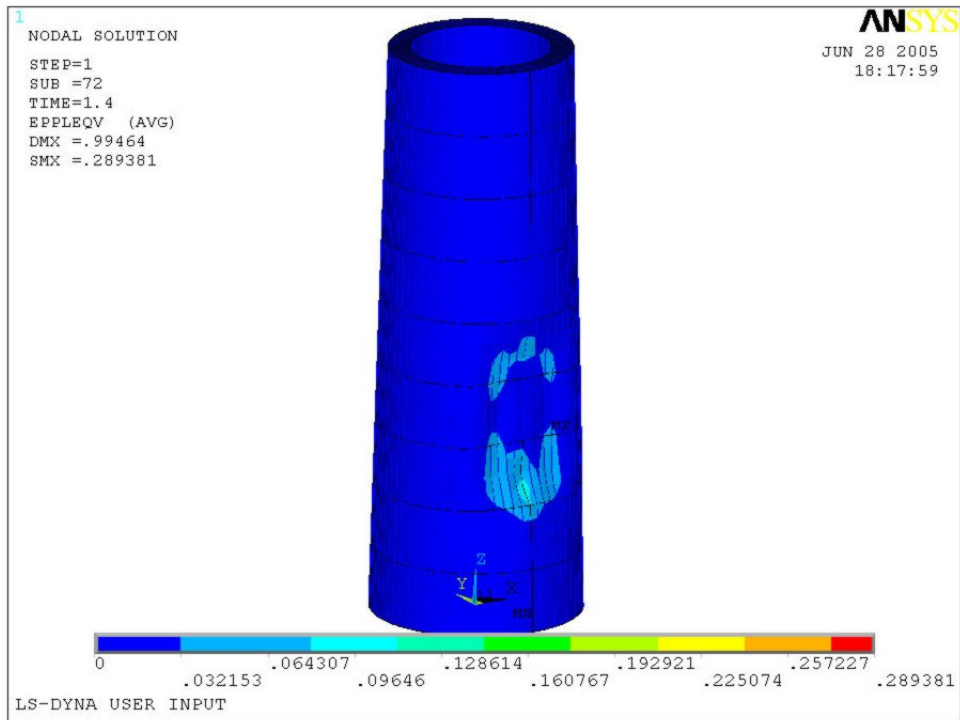
3. A forma da distribuição dos deslocamentos nodais na direção y, e aquela da soma vetorial dos deslocamentos nas três direções principais, é bem semelhante para os três casos;
4. A soma vetorial das rotações, para os pontos nodais do chapeamento externo, no caso de  $v = 2$  m/s, são inferiores a 1 m. Há pontos no interior da estrutura, contudo, com valores desta soma atingindo 4 m;
5. Quanto às componentes de tensão na direção z, para o caso de  $v = 2$  m/s, os valores de pico alcançam  $0,177 \cdot 10^9$  N/m<sup>2</sup> e  $0,178 \cdot 10^9$ , que correspondem a  $18,05$  kgf/mm<sup>2</sup> e  $18,15$  kgf/mm<sup>2</sup> respectivamente, portanto estão abaixo da tensão de escoamento em tração do material da coluna, que é de  $23,96$  kgf/mm<sup>2</sup>;
6. As tensões de Von Mises, para o caso de  $v = 2$  m/s, mostram-se na faixa de  $0,402 \cdot 10^7$  N/m<sup>2</sup> e  $0,308 \cdot 10^9$  N/m<sup>2</sup>. Isto equivale a  $0,41$  kgf/mm<sup>2</sup> e  $31,41$  kgf/mm<sup>2</sup>, respectivamente. O valor máximo, portanto, ultrapassa a tensão de escoamento do material da coluna, o que indica que a coluna sofre plastificação em determinados pontos, por decorrência de impacto a esta velocidade e das tensões de operação.

Quanto às deformações que ocorrem na estrutura, são ilustradas as de Von Mises, para o caso de  $v = 2$  m/s.



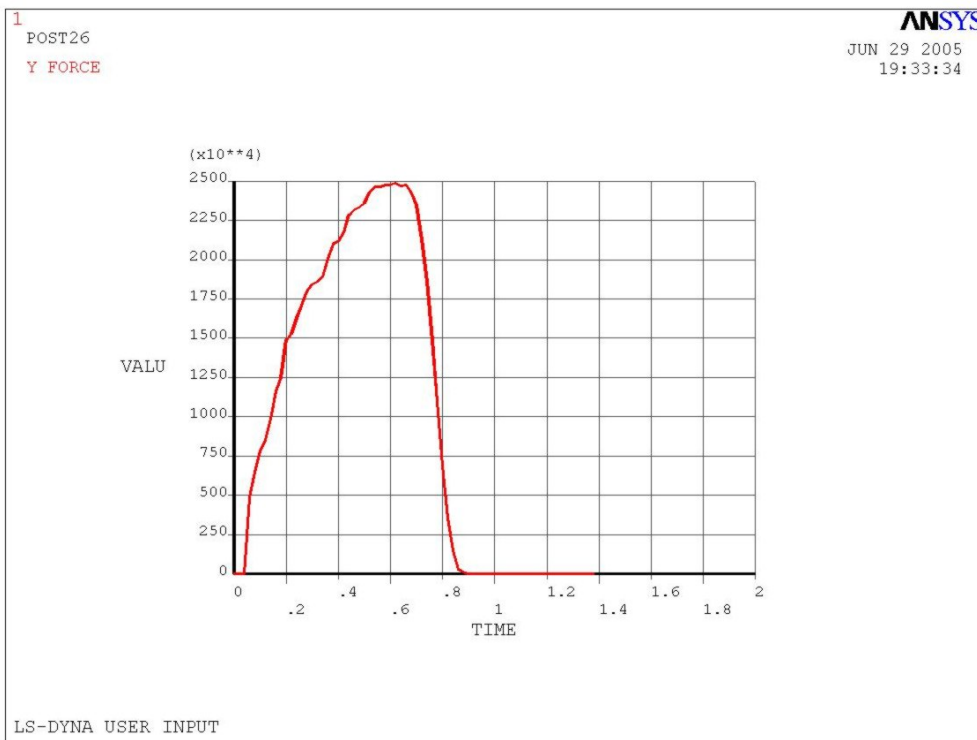
**Figura VIII-14 – Deformações elásticas de Von Mises.**



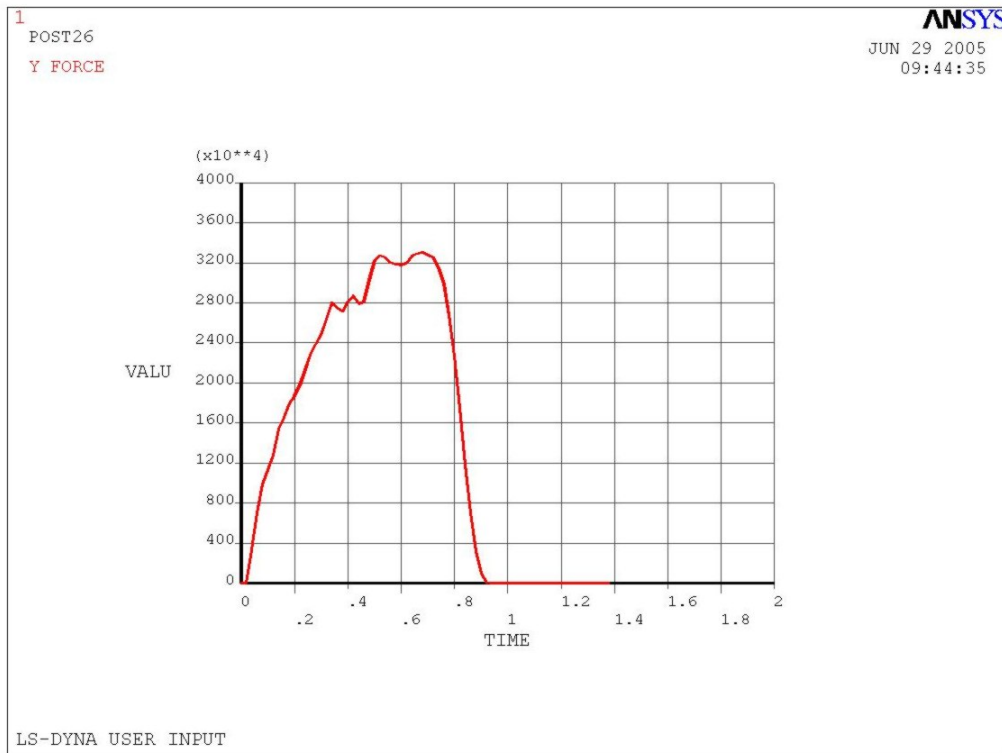


**Figura VIII-15 – Deformações plásticas de Von Mises.**

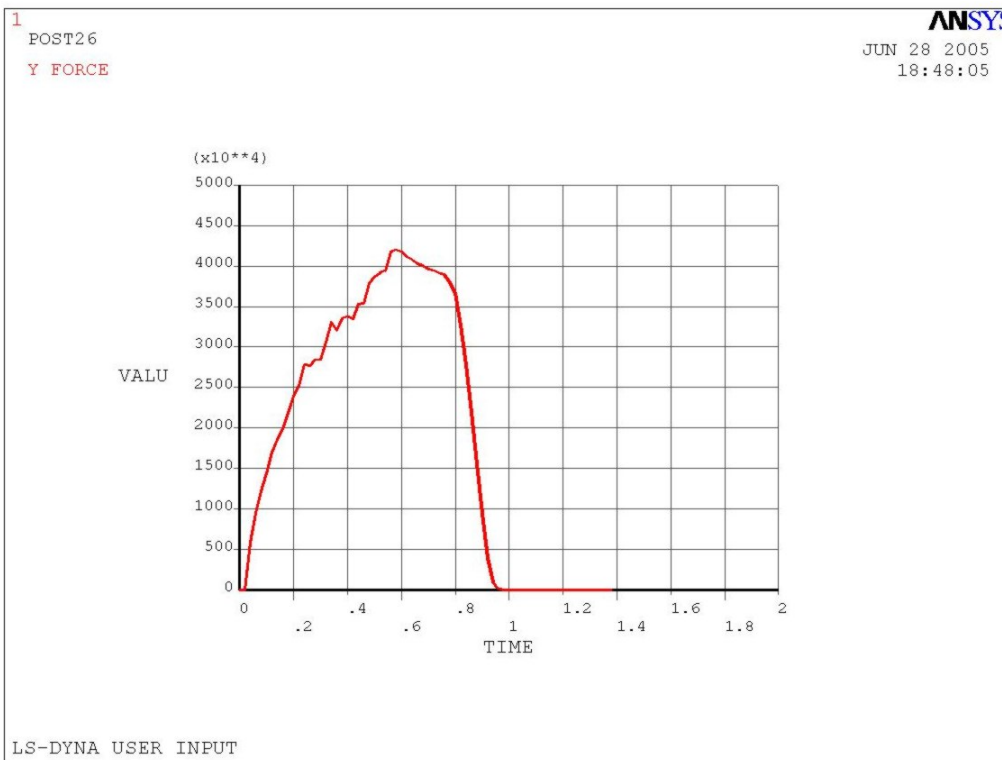
Portanto, os deslocamentos decorrentes das deformações elásticas de Von Mises são menores que 2 mm; ao passo que os devidos a deformações plásticas de Von Mises variam de zero a 28,9 cm. Em particular, no chapeamento externo atingem até 9,6 cm. São ilustrados a seguir alguns dados, variáveis no tempo, para os três casos.



**Figura VIII-16 – Força de contato na direção do impacto ( $v = 1$  m/s).**



**Figura VIII-17 – Força de contato na direção do impacto (caso  $v = 1,5$  m/s).**



**Figura VIII-18 – Força de contato na direção do impacto (caso  $v = 2$  m/s).**

Esta é a força que atua entre as estruturas do barco e da coluna na zona de colisão. A variação das deformações elásticas de Von Mises ao longo do tempo, para um

determinado elemento da coluna, situado na zona de colisão, pode ser vista a seguir para o caso de  $v = 1,5$  m/s. As quatro variáveis são referentes aos seus nós.

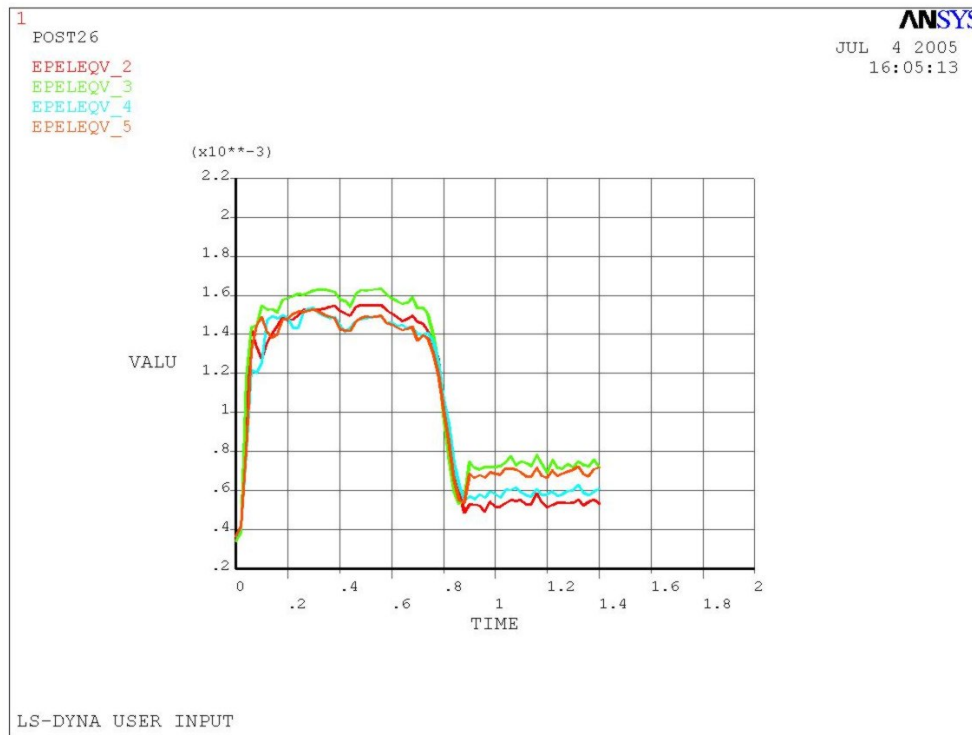


Figura VIII-19 – Deformações elásticas de Von Mises para um elemento da coluna, situado na zona de colisão ( $v = 1,5$  m/s).

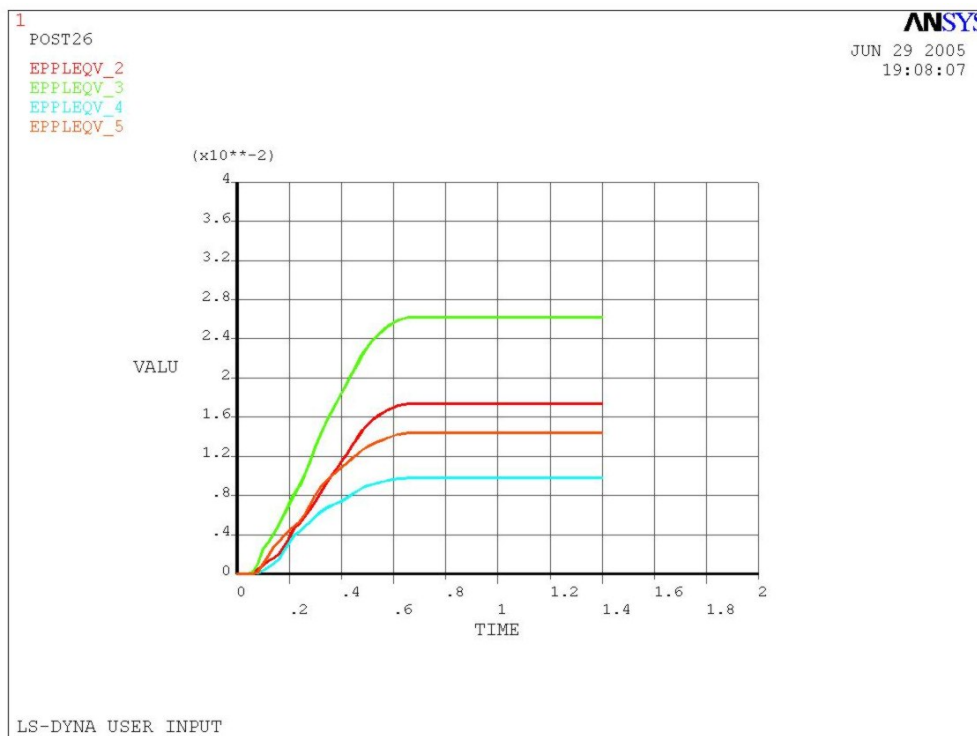
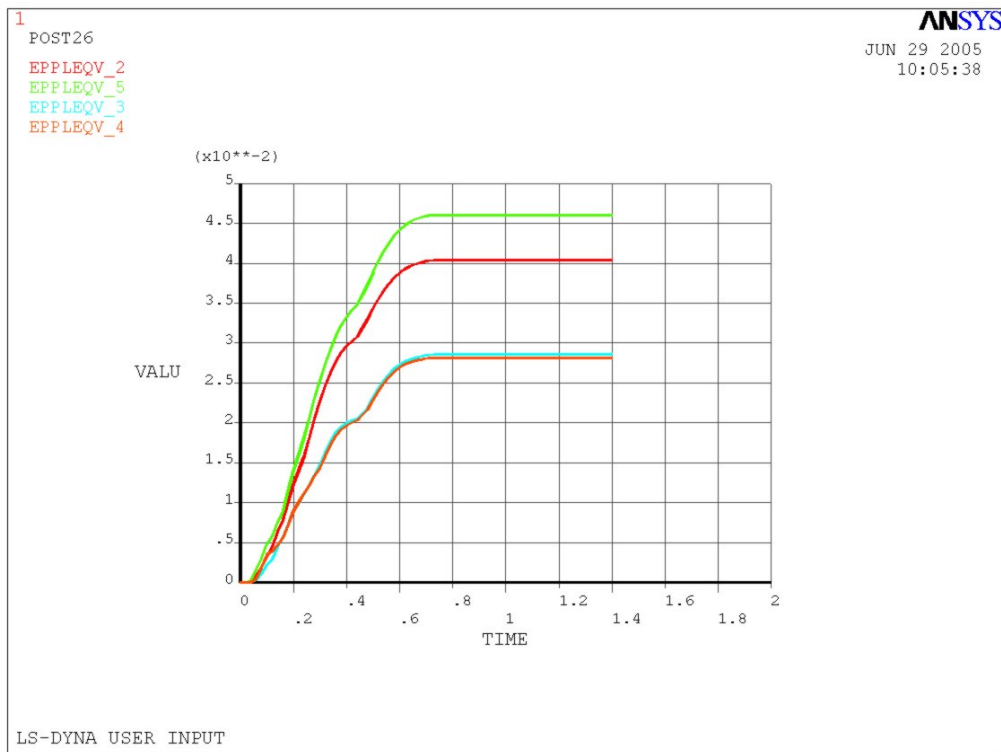
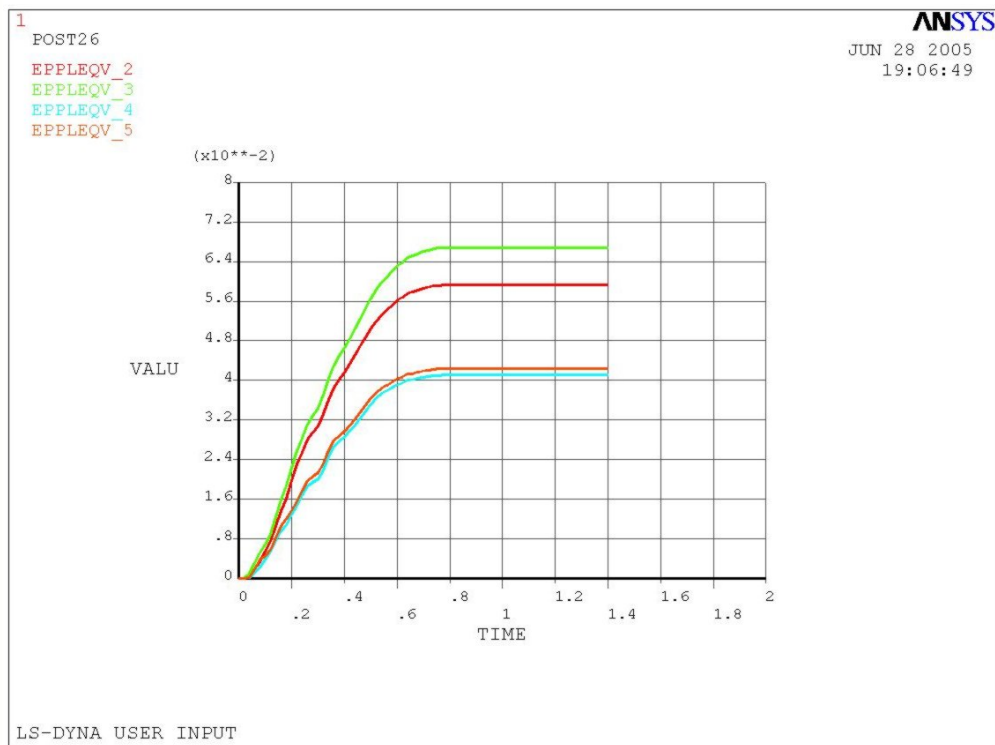


Figura VIII-20 – Deform. plásticas de Von Mises para um elemento da zona de colisão ( $v = 1$  m/s).



**Figura VIII-21 – Deformações plásticas de Von Mises para o mesmo elemento ( $v = 1,5$  m/s).**



**Figura VIII-22 – Deformações plásticas de Von Mises para o elemento em questão ( $v = 2$  m/s).**

A parte da coluna diretamente envolvida no impacto, designada como parte 4 na definição do contato, apresentou variações mais pronunciadas nos momentos em torno do eixo y, em todos os três casos. Uma ilustração do caso com  $v = 2$  m/s é mostrada.

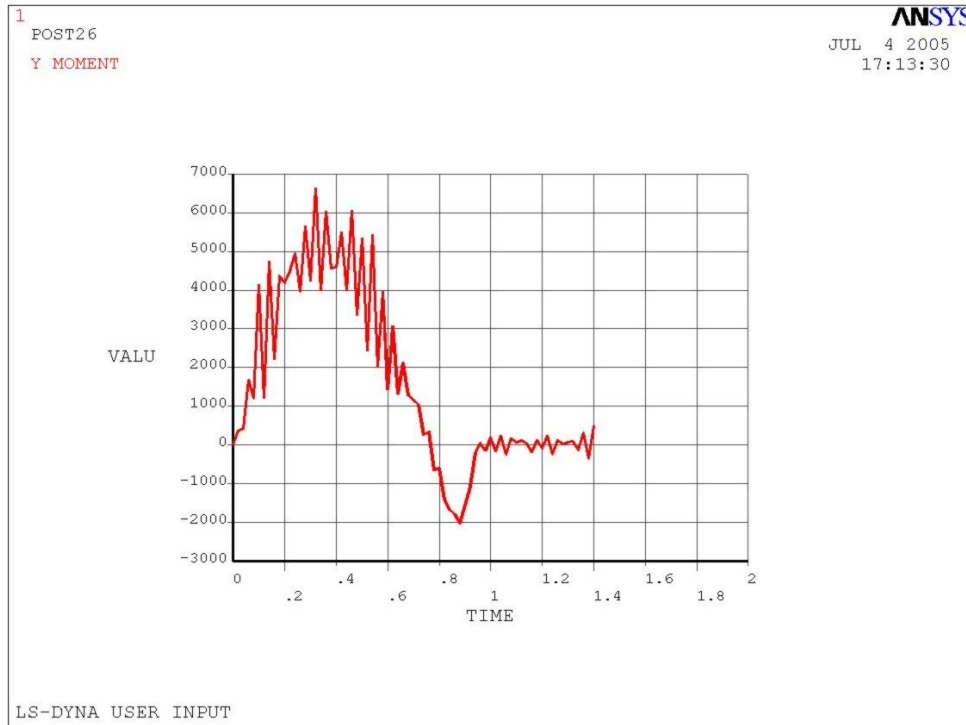


Figura VIII-23 – Momentos em torno do eixo y para a parte da coluna envolvida diretamente na colisão ( $v = 2$  m/s).

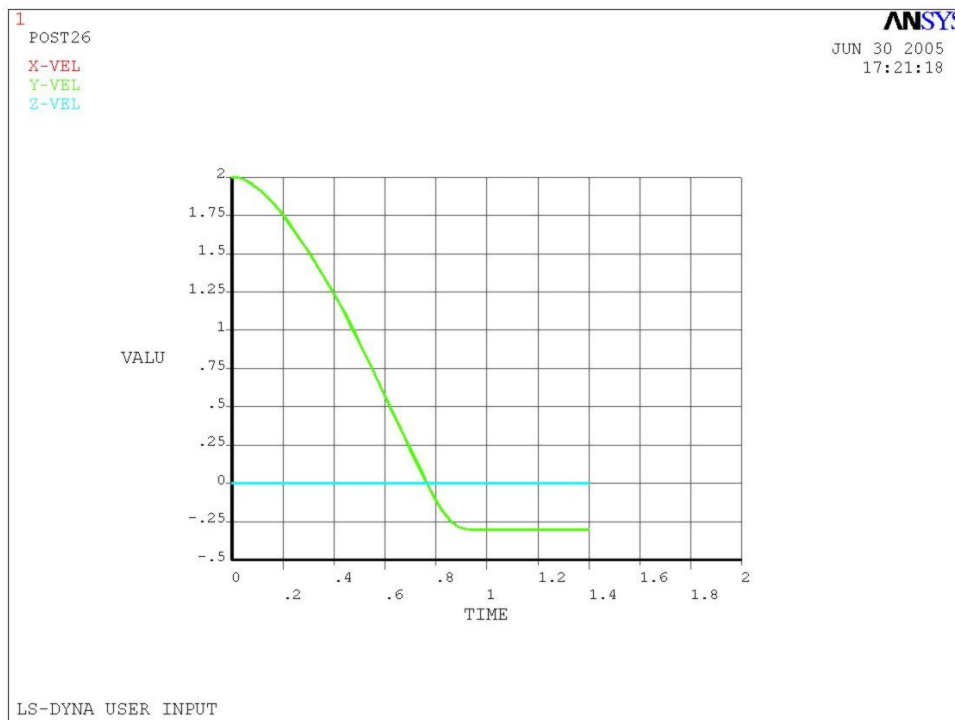
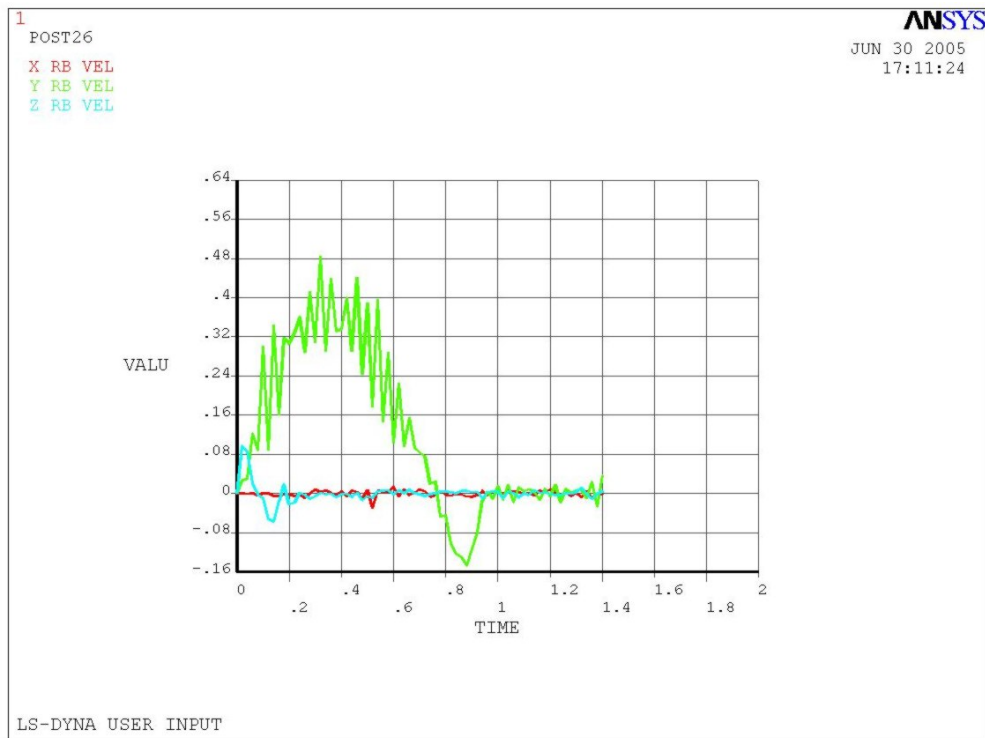
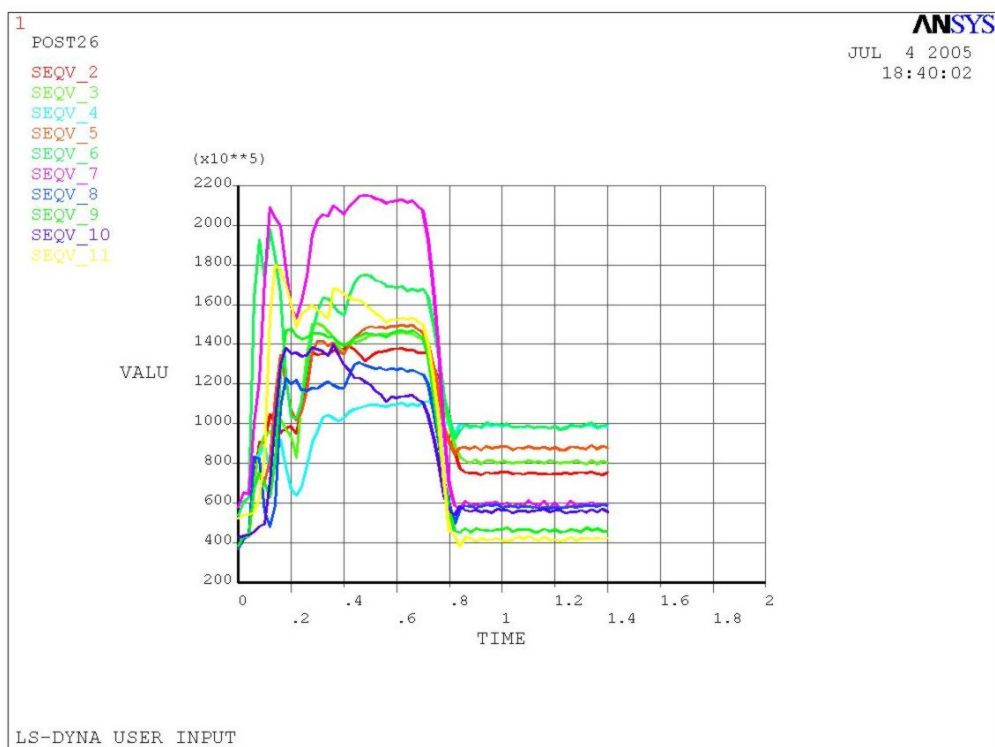


Figura VIII-24 – Variação da velocidade do barco durante o ensaio com  $v = 2$  m/s .

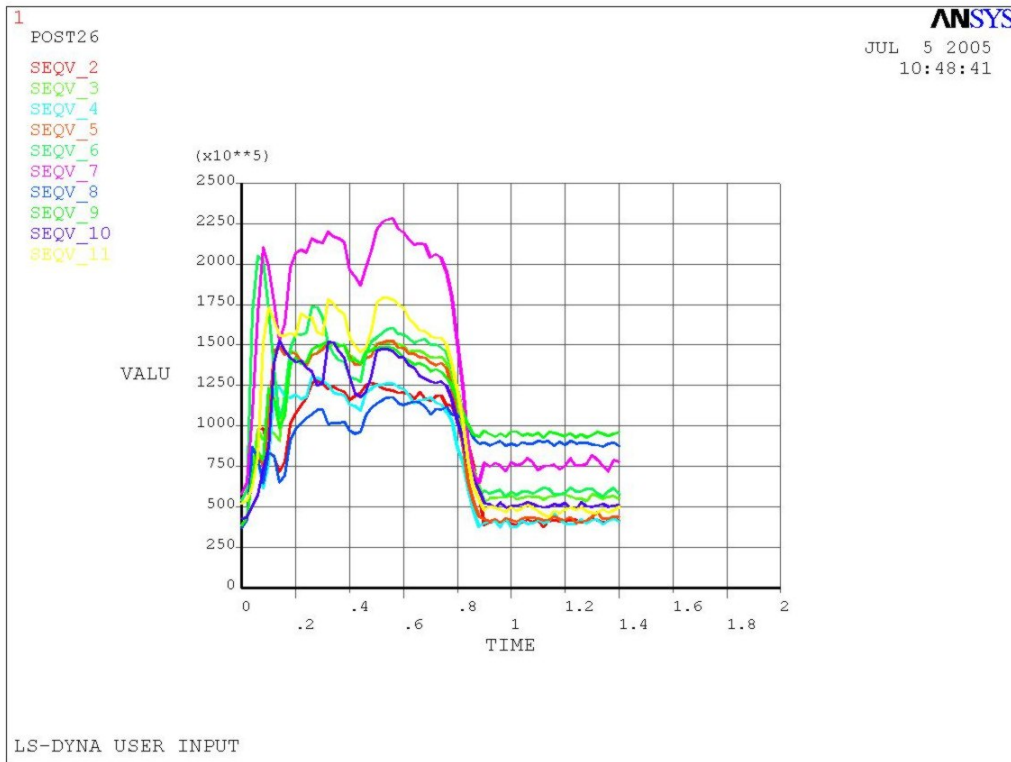


**Figura VIII-25 – Variação de velocidade, nas três direções, da parte da coluna envolvida diretamente na colisão, (velocidade do barco a 2 m/s).**

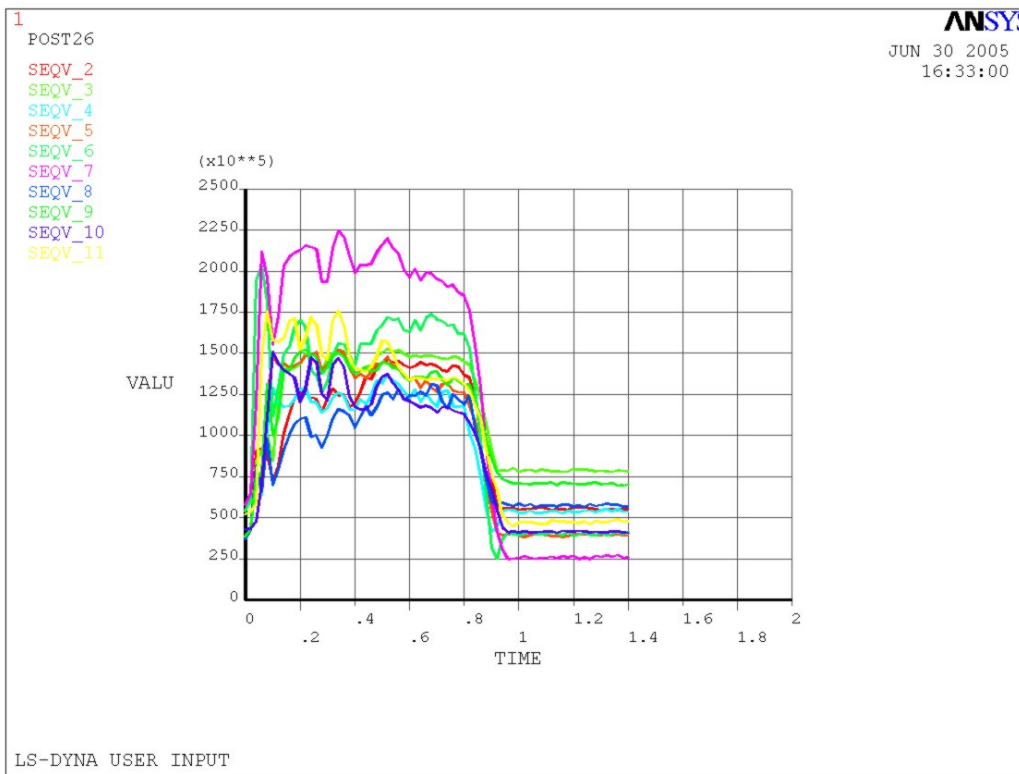
A seguir, são tomados 4 elementos da coluna, situados na região de colisão, para verificação da variação das tensões de Von Mises durante os ensaios.



**Figura VIII-26 – Tensões de Von Mises para 4 elementos da coluna, situados na região que primeiro recebe o impacto do barco ( $v = 1$  m/s).**



**Figura VIII-27 - Tensões de Von Mises para os mesmos 4 elementos da coluna, situados na zona de colisão ( $v = 1,5$  m/s).**



**Figura VIII-28 – Tensões de Von Mises para os 4 elementos ( $v = 2$  m/s).**

Por fim, é mostrada a variação na energia cinética do barco, bem como uma ilustração das variações de outras energias envolvidas no ensaio.

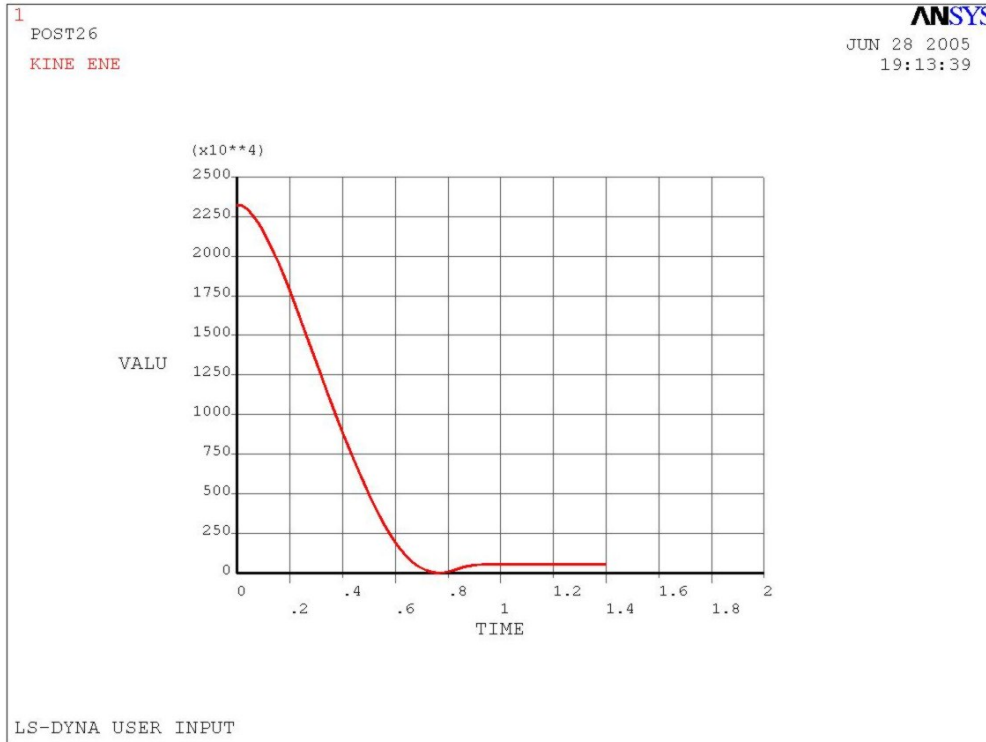


Figura VIII-29 – Variação na energia cinética da embarcação durante o ensaio (caso de  $v = 2$  m/s).

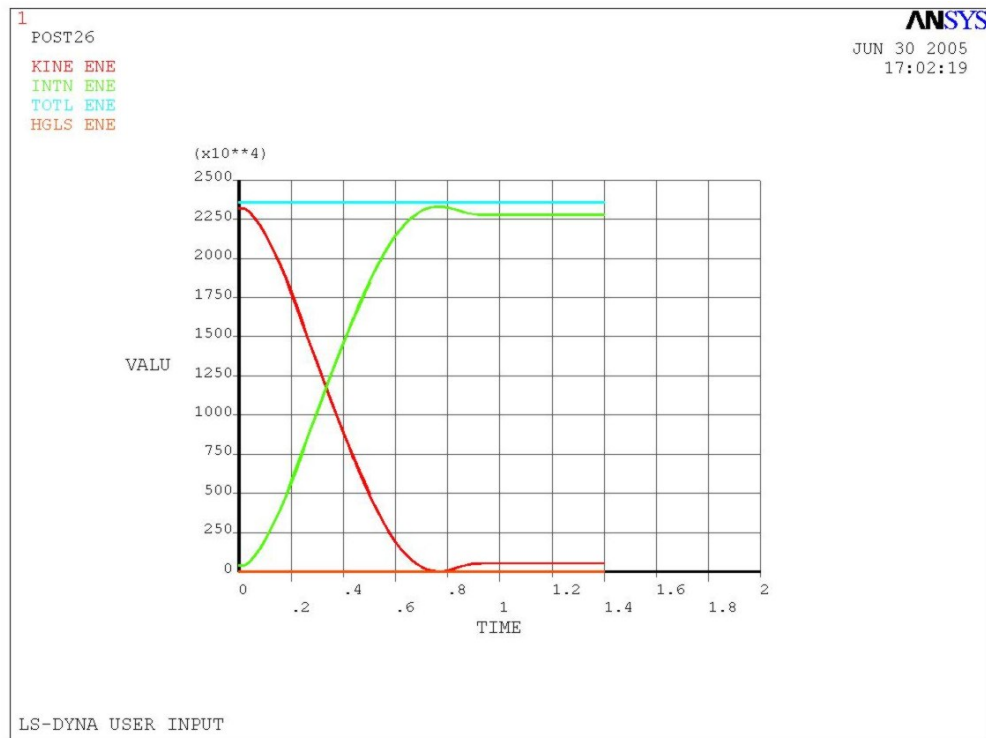


Figura VIII-30 – Variações das demais energias envolvidas no ensaio (caso de  $v = 2$  m/s).



Algumas observações e conclusões finais, extraídas destes últimos resultados, foram:

1. A variação no tempo da força de contato na direção do impacto, como era de se esperar, apresentando valores de pico próximos a 0,6 segundo, para os casos com velocidade de impacto a 1 m/s e 2 m/s. Para o caso com  $v = 1,5$  m/s, há picos próximos a 0,5 seg. e 0,7 seg. . Estes valores extremos foram os seguintes:

- $2500 \cdot 10^4$  N, para impacto a  $v = 1$  m/s, o que equivale a 2549,29 tf;
- $3300 \cdot 10^4$  N, para impacto a  $v = 1,5$  m/s, equivalendo a 3365,06 tf;
- $4250 \cdot 10^4$  N, para impacto a  $v = 2$  m/s, equivalendo a 4333,79 tf.

O tempo em que a força de contato retorna a zero varia desde um pouco antes de 0,9 segundo (caso de  $v = 1$  m/s), de praticamente 0,9 segundo (caso de  $v = 1,5$  m/s), e de um pouco depois de 0,9 segundo (caso de  $v = 2$  m/s), evidenciando uma relação do tempo de contato entre as estruturas, com a velocidade de impacto;

2. As deformações elásticas de Von Mises exibindo pouca diferença nos três casos de velocidade estudados. A amostra de valores para um único elemento da zona de colisão permite apenas um vislumbre acerca do comportamento destas deformações no tempo. Dito de outro modo, que estas se elevam durante o tempo de duração do contato, decaindo posteriormente a este contato, quando se estabilizam a valores determinados;

3. As deformações plásticas de Von Mises exibindo aumento progressivo, durante todo o tempo em que a força de contato entre os corpos apresenta valores significativos, com estabilização ainda antes do final do contato em torno de valores determinados. Estes serão então tanto maiores, quanto maior for a velocidade com que determinada embarcação se choca contra a coluna;

4. A parte da coluna envolvida diretamente na colisão é aquela situada entre as cotas de 5,334 m e 14,224 m – no sistema de coordenadas global da coluna e do barco –, e corresponde à metade voltada para o lado em que o barco se aproxima (somente chapeamento externo). Estas cotas compreendem uma região vertical que contém o barco. A variação de momento desta parte da coluna, em torno do eixo y – eixo cuja direção coincide com a direção de impacto –, é ilustrada por ser aquela que apresenta maiores variações ao longo do tempo;

5. O gráfico de velocidade no tempo da embarcação mostra o retardamento na velocidade, em decorrência do contato com a coluna, e a posterior movimentação do barco, em sentido oposto, após a colisão;
6. O gráfico da velocidade da parte da coluna em contato com o barco mostra uma variação bem superior da componente  $y$  em relação às outras duas componentes. O modo errático como varia é decorrência da variação da força de contato durante o impacto;
7. As tensões de Von Mises de alguns elementos da coluna, situados na zona de colisão, do mesmo modo que ocorre com as deformações elásticas, apresentam um comportamento flutuante e intensificado pelo período da duração do impacto, estabilizando-se posteriormente em valores inferiores. Não foi observada dependência destes valores estabilizados de tensão, com a velocidade de colisão do barco;
8. O gráfico da variação da energia cinética do barco ao longo do tempo atesta para a validação dos resultados obtidos neste trabalho. Calculando-se a energia cinética de uma embarcação de 5.028 t que, com massa adicional hidrodinâmica inclusa, tem massa total de 11.564,4 t, provida com  $v = 2$  m/s, vem o valor de 23.128.800 J. Este é provavelmente o valor que está sendo indicado no gráfico para o tempo zero;
9. No último gráfico, a energia cinética que a embarcação está perdendo está sendo passada à coluna como energia de deformação – no programa tratada como energia interna –. A energia total é vista em azul; a energia de “hourglass” (em laranja), que deve apresentar valores baixos em problemas dinâmicos, sob pena de invalidação dos resultados obtidos, para este trabalho teve o valor zero durante toda a análise. Isto ocorreu em função da escolha de uma formulação do elemento “Shell” da coluna (formulação Belitschko-Tsay totalmente integrada) mais robusta, e com maior número de pontos de integração.

#### VIII.1 – Recomendações para Trabalhos Futuros

Buscando dar continuidade ao trabalho desenvolvido, levando-se em conta a quantidade de variáveis envolvidas, algumas idéias passíveis de aplicação seriam:

- Estudar-se casos de colisão com embarcações com outros deslocamentos, e com colunas de outros tipos de configuração;

- Utilização de programas que possam simular adequadamente a interação fluido-estrutura;
- Consideração de outros tipos de movimentos na embarcação;
- Estudos com embarcações não-rígidas;
- Adoção de condições de contorno diversas para a estrutura da coluna, capazes de levar em conta, por exemplo, o movimento global de “Sway” da plataforma atingida;
- Realização de ensaios tensão real x deformação verdadeira para o material da coluna. Com estes resultados então, ensaiar casos de colisão frontal com maiores velocidades;
- Realização de ensaios de atrito com os materiais do barco e da coluna sob a água, de forma a se obter parâmetros mais realistas para as simulações de contato;
- Estudos com colunas de configuração simplificada, de forma que um modelo real da estrutura possa ser construído, possibilitando que ensaios de impacto com estes modelos reais possam ser idealizados e levados a termo.

O trabalho desenvolvido contemplou a natureza essencialmente dinâmica do fenômeno da colisão de embarcações, através de um programa capaz de levar em conta efeitos transientes de curta duração. Análises estáticas em simulações de impactos – como as realizadas em trabalhos anteriores –, em geral fazem uso de uma força constante equivalente, que age sobre determinada área (também constante, cuja determinação às vezes não é simples) durante o tempo da simulação. Nas análises realizadas, por outro lado, uma força de contato variável no tempo age sobre uma determinada área de contato, também variável, que cresce continuamente durante certo tempo na análise. Desnecessário dizer que as tensões envolvidas (e as deformações induzidas) apresentarão diferenças nos dois casos, como foi ilustrado em um dos trabalhos de referência para esta tese. Outro ponto que merece menção é que problemas de impacto em geral podem ter forte influência de condições superficiais de contato de difícil determinação. Estas condições requererão então passos de tempo de integração numérica muito pequenos para a análise. Isto pode limitar uma possível escolha pelo procedimento implícito. Com o emprego de programas como o Ansys LS-Dyna, a própria falha do material pode ser predita e simulada. No caso da coluna, uma possível inundação em parte da estrutura, em decorrência do impacto do barco, poderia ser

antevista. Este objetivo, o método implícito não é capaz de cumprir. Estudos relativos à estabilidade da coluna, com conseqüências para a sobrevivência da própria plataforma, são também beneficiados com resultados deste tipo. A tendência atual do mercado, pela utilização de embarcações com maiores deslocamentos, e portanto com maior capacidade de produção de danos severos, vem a corroborar a importância de tais estudos.

## Referências Bibliográficas:

- [1] – Amdahl, J., Johansen, A., “High-Energy Ship Collision with Jacket Legs”. *11<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference*, v. IV, Stavanger, Norway, June 2001.
- [2] – NORSOK Standard N-004, Design of Steel Structures, Norwegian Technology Standards Institution (NTS), 1998.
- [3] – Silva, G. G., *Resistência Residual Pós-Colisão de Painéis Enrijecidos em FPSO*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2001.
- [4] – Wang, G., Spencer, J., Chen, Y. “Assessment of a Ship’s Performance in Accidents”, *Marine Structures*, vol. 15, n. 4-5, pp. 313-333, December 2001.
- [5] – Adachi, T., Tanaka, T., Sastranegara, A. et al. “Effect of Transverse Impact on Buckling Behavior of a Column under Static Axial Compressive Force”, *International Journal of Impact Engineering*, v. 30, n. 5, pp. 465-475, May 2004.
- [6] – Stronge, W. J., “Terminology of Two Body Impact”. In: *Impact Mechanics*, Cambridge University Press, pp. 2-3, 2000.
- [7] – Gjerde, P., Parsons, S.J., Igbenabor, S.C. “Assessment of Jack-Up Boat Impact Analysis Methodology”, *Marine Structures*, vol. 12, n. 4-5, pp. 371-401, May 1999.
- [8] – Her Majesty’s Stationary Office (HMSO), *Offshore Installations: Guidance on Design, Construction and Certification*, Guidance Notes, 4<sup>th</sup> Ed., HMSO, London, 1990.
- [9] – Pedersen, P. T., Valsgård, S., Olsen, D. et al. “Ship Impacts - Bow Collisions”, *International Journal of Impact Engineering*, vol. 13, n. 2, pp. 163-187, 1993.
- [10] – Yang, P. D. C., Caldwell, J. B. “Collision Energy Absorption of Ships’ Bow Structures”, *International Journal of Impact Engineering*, vol. 7, n. 2, pp. 181-196, 1988.
- [11] – Wang, G., Ohtsubo, H., “Impact Load of a Supply Vessel”. In: *Proceedings of 9<sup>th</sup> International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, vol. IV, pp. 463-471, Brest, France, June 1999.
- [12] – Wang, G., Ohtsubo, H., “Deformation of Ship Plate Subjected to Very Large Load”. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE)*, v. II, Yokohama, Japan, April 1997.
- [13] – Wang, G., Ohtsubo H., Arita, K., “Large Deflection of a Rigid-Plastic Circular Plate Pressed by a Rigid Sphere”, *Journal of Applied Mechanics*, Transactions of ASME, vol. 65, n. 2, pp. 533-535, 1998.

- [14] – Wang, G., Ohtsubo, H., Liu, D. “A Simple Method for Predicting the Grounding Strength of Ships”, *Journal of Ship Research*, vol. 41, n. 3, pp. 241-247, 1997.
- [15] – Nagasawa, H., Arita, K., Tani, M. et al., “A Study on the Collapse of Ship Structure in Collision with Bridge Piers”. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, v. 142, Japan, 1977.
- [16] – American Petroleum Institute (API), Recommended Practice 2A, 1993.
- [17] – Det Norske Veritas (DNV), Classification Notes 30.1, “Buckling Strength Analysis”, July 1995.
- [18] – American Petroleum Institute (API), API Bulletin 2U, “Bulletin on Stability Design of Cylindrical Shells”, Second Edition, October 2000.
- [19] – Det Norske Veritas (DNV), Recommended Practice DNV-RP-C202, “Buckling Strength of Shells”, October 2002.
- [20] – Minorsky V. U. “An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Ships”, *Journal of Ship Research*, vol. 3, n. 2, pp. 1-4, 1959.
- [21] – Kitamura, O. “FEM Approach to the Simulation of Collision and Grounding Damage”, *Marine Structures*, v.15, n. 4-5, pp. 403-428, 2002.
- [22] – Pedersen, P. T., Zhang, S., *Absorbed Energy in Collision and Grounding*, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, 1999.
- [23] – Pedersen, P. T., Simonsen, B. C., Lützen, M. “Rapid Prediction of Damage to Struck and Striking Vessels in a Collision Event”. In: *Proceedings of Ship Structure Symposium 2000, Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME)*, Washington D.C., June 2000.
- [24] – Pedersen, P. T., Zhang, S., “The Mechanics of Ship Impacts against Bridges”. In: *Ship Collision Analysis*, Gluver & Olsen (eds), pp. 41-51, 1998.
- [25] – Hysing, T., Boe, Å., *Storebælt Collision Analysis, Ship Collisions against Bridge Piers, East Bridge*. In: Technical Report 89-0153, Det Norske Veritas, 1989.
- [26] – Pedersen, P. T., Zhang, S. “On Impact Mechanics in Ship Collisions”, *Marine Structures*, v. 11, n. 10, pp. 429-449, December 1998.
- [27] – Motora, S. et al., *Equivalent Added Mass of Ships in Collisions*. In: Selected Papers from Japan Society of Naval Architects, Japan, 1971.
- [28] – Petersen, M. J., Pedersen, P. T., “Collision between Ships and Offshore Platforms”. *Offshore Technology Conference*, Paper OTC 4134, Houston, USA, 1981.
- [29] – Vredevledt, A. W., Wevers, L. J., Lemmen, P. P. M. “Full Scale Collision Tests”. In: *Third International Symposium on Structural Crashworthiness and Failure*, Liverpool, April 1993.

- [30] – Lenselink, H., Thung, K.G. “Numerical Simulations of the Dutch-Japanese Full Scale Ship Collision Tests” In: *Third International Symposium on Structural Crashworthiness and Failure*, Liverpool, April 1993.
- [31] – Servis, D. P., Samuelides, M., Louka, T. et al. “The Implementation of Finite Element Codes for the Simulation of Ship-Ship Collisions”. *Second International Conference on Collision and Grounding of Ships*, Copenhagen, July, 2001.
- [32] – Mizukami, M., Tanigawa, M., Nagahama, S. et al. “Collision Simulation of a Double-Hulled Structure with Uni-Directional Girder System”. In: *Proceedings of the Sixth International Offshore and Polar Engineering Conference*, v. IV, Los Angeles, May 1996.
- [33] – Kuroiwa, T. “Numerical Simulation of Actual Collision and Grounding Experiments”. In: *Proceeding of the International Conference on Designs and Methodologies for Collision and Grounding Protection of Ships*, San Francisco, August 1996.
- [34] – Kitamura, O. “Comparative Study on Collision Resistance of Side Structure”, *Marine Technology*, v. 34, n. 4, pp. 293-308, October 1997.
- [35] – Lehmann, E. & Yu, X. “On Ductile Rupture Criteria for Structural Tear in the Case of Ship Collision and Grounding”. *Seventh International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units (PRADS'98)*, The Hague, The Netherlands, September 1998.
- [36] – Paik, J., Chung, J., Choe, I. et al. “On Rational Design of Double Hull Tanker Structures against Collision”. *Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME Annual Meeting 1999)*, v. 107, Baltimore.
- [37] – Kitamura, O., Endo, H. “Collision Simulations of an Exclusive Ship of Spent Nuclear Fuels”. *International Workshop on Utilization of Nuclear Power in Oceans*, Tokyo, Japan.
- [38] – Servis, D. P., Samuelides, M. “Ship Collision Analysis using Finite Elements”. *IASS-IACM 2000, Fourth International Colloquium on Computation of Shell & Spatial Structures*, Chania, Greece.
- [39] – Consolazio, G., Cowan, D. R. “Nonlinear Analysis of Barge Crush Behavior and its Relationship to Impact Resistant Bridge Design”, *Computers & Structures*, v. 81, n. 8-11, pp. 547-557, May 2003.
- [40] – Zeinoddini, M., Harding, J. E., Parke, G. A. R. “Dynamic Behaviour of Axially Pre-Loaded Tubular Steel Members of Offshore Structures subjected to Impact Damage”, *Ocean Engineering*, v. 26, n. 10, pp. 963-978, October 1999.
- [41] – Søreide, T. H., Kavile, D. “Collision Damages and Residual Strength of Tubular Members in Steel Offshore Structure”. In: Narayanan, R. (Ed.), *Shell Structures Stability and Strength*, Hardcover, London, Elsevier Applied Science, 1985.

- [42] – Wierzbicki, T., Suh, M. S. “Indentation of Tubes under Combined Loading”, *Journal of Mechanical Sciences*, v. 30, n. 3/4, pp. 229-248, 1988.
- [43] – Ronalds, B. F. “Vessel Impact Design for Steel Jackets”. *Offshore Technology Conference*, OTC 6384, Houston, May 1990.
- [44] – Stronge, W. J. “Impact on Metal Tubes: Indentation and Perforation”. In: Jones, N., Wierzbicki, T. (Eds.), *Structural Crashworthiness and Failure*, Chapter V, London and New York, Elsevier Applied Science, 1993.
- [45] – Frieze, P. A., Cho, S. R. “Impact Damage and Assessment of Offshore Tubulars”. *25<sup>th</sup> Offshore Technology Conference*, OTC 7152, Dallas, TX, May 1993.
- [46] – Rambech, J. F., Dahi, T. “Capacity of Stiffened Tubular Cross Section subjected to Concentrated Load Impact from Ship Collision”. *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE)*, Houston, Texas, February-March, 1994.
- [47] – Fatt, M. S. H., Wierzbicki, T., Moussouros, M. et al. “Rigid-Plastic Approximations for Predicting Plastic Deformation of Cylindrical Shells subjected to Dynamic Loading”, *Journal of Shock and Vibration* v. 3, n. 3, pp. 169-181, 1996.
- [48] – Suliciu, M. M., Wierzbicki, T., Fatt, M.S.H. “Transient Response of an Impulsively Loaded Plastic String on a Plastic Foundation”, *Quarterly Journal of Applied Mathematics* v. 54, n. 2, pp. 327-343, 1996.
- [49] – ABAQUS version 6.1: General Purpose Finite Element Program. Hibbit, Karlson and Sorensen Inc., Pawtucket, RI, USA, 2000.
- [50] – Ansys LS-Dyna™. Finite Elements Program for Explicit Non-Linear Structural Simulation. Copyright © 1991-1998 by Livermore Software Technology Corporation, California, USA.
- [51] – Bhattacharyya, R., *Dynamics of Marine Vehicles*. New York, Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc, 1978.
- [52] – International Society of Allied Weight Engineers, Inc., Recommended Practice Number 14, “Weight Estimating and Margin Manual for Marine Vehicles”, May 2001.
- [53] – CRC Handbook of Physical Quantities. CRC Press. Boca Raton, Florida, USA, 1997.



# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)